

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



## Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 199 15 166.0  
Anmeldetag: 01. April 1999  
Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH,  
Bühl, Baden/DE  
Bezeichnung: Antriebsstrang  
IPC: B 60 K, F 02 N

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Anmeldung.

München, den 08. Juni 2000  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

CERTIFIED COPY OF  
PRIORITY DOCUMENT

Wehner

LuK Lamellen und  
Kupplungsbau  
Industriestr. 3  
77815 Bühl

0734 B

5

### Patentansprüche

1. 10 Antriebsstrang oder Bauteil hierfür, insbesondere für ein Kraftfahrzeug,  
im Zusammenhang mit einer Brennkraftmaschine und/oder einem  
Getriebe und zumindest einem in den Anmeldungsunterlagen  
offenbarten, zusätzlichen Element.

15 2. Antriebsstrang, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, umfassend eine  
Antriebseinheit, wie Brennkraftmaschine, mit einer Antriebswelle sowie  
mit zumindest einer mit der Antriebswelle in Wirkverbindung stehenden  
elektrischen Maschine, die zumindest als Motor und als Generator  
eingesetzt wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Wirkverbindung  
20 zwischen der elektrischen Maschine und der Antriebswelle zumindest  
zwei, von einem zumindest in Start- und Betriebsphase untergliederten  
Betriebsmodus der elektrischen Maschine abhängige, sich selbsttätig  
einstellende Übersetzungsstufen aufweist.

25

3. Antriebsstrang, insbesondere nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die elektrische Maschine in Wirkverbindung zwischen der Antriebswelle der Antriebseinheit und einer Eingangswelle einer Abtriebseinheit wie einem Getriebe angeordnet ist, wobei die
- 5 Abtriebseinheit gegebenenfalls mittels zumindest einer Kraftübertragungseinheit wie Reibungskupplung, Föttinger-Kupplung, Drehmomentwandler oder dergleichen von der Antriebseinheit abkoppelbar ist.

10

4. Antriebsstrang, insbesondere nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die elektrische Maschine mit dem der Abtriebseinheit abgewandten Ende der Antriebswelle der Antriebseinheit in Wirkverbindung steht.

15

5. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotationsachse der elektrischen Maschine annähernd parallel zur Rotationsachse der Antriebswelle angeordnet ist.

20

6. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die Wirkverbindung aus zumindest einem Paar von

Transmissionsscheiben und einem diese reibschlüssig verbindenden Umschlingungsmittel besteht.

5 7. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die Transmissionsscheiben aus Riemenscheiben gebildet werden und das Umschlingungsmittel ein Riemen ist.

10 8. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die zumindest zwei Transmissionsscheiben aus zumindest zwei Kegelscheibenpaaren gebildet sind und zwischen den Kegelscheiben der jeweiligen Kegelscheibenpaare eine Kette als Umschlingungsmittel reibschlüssig geführt ist.

15

9. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die Kegelscheibenpaare durch kontinuierliche axiale Verstellbarkeit der Kegelscheiben der jeweiligen Kegelscheibenpaare  
20 über die sich dadurch einstellenden unterschiedlichen Laufdurchmesser der Kette eine kontinuierliche Einstellung der Übersetzung zulassen.

10. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die Wirkverbindung zumindest aus einem Zahnradpaar besteht.

5

11. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die elektrische Maschine als Anlasser für die Antriebseinheit eingesetzt wird.

10

12. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die elektrische Maschine zur Fortbewegung des Kraftfahrzeugs eingesetzt wird.

15

13. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß während der Startphase der Antriebseinheit die Drehzahl der elektrischen Maschine größer als die der Antriebseinheit ist.

20

14. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Übersetzung elektrische Maschine zu Antriebseinheit während der Startphase im Bereich 3:2 und 10:1 liegt.

5

15. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Anpassung der Übersetzungsstufen in Abhängigkeit von der Drehmomentrichtung erfolgt.

10

16. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Drehmomentfluß von der Antriebseinheit in Richtung elektrischer Maschine die von der Antriebseinheit her betrachtete Übersetzung kleiner ist als die besagte Übersetzung bei einem Drehmomentfluß von der elektrischen Maschine in Richtung Antriebseinheit.

15

17. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Übersetzung elektrische Maschine zu Antriebseinheit im Generatorbetrieb im Bereich zwischen 2:1 bis 1:2 liegt.

20

18. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Bildung der zumindest zwei Übersetzungsstufen der Wirkverbindung zumindest ein Getriebe zwischen der elektrischen Maschine und der Antriebseinheit angeordnet ist.

5

19. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß als das zumindest eine Getriebe ein Planetengetriebe mit zumindest einem Hohlrad, zumindest einem Sonnenrad und zumindest einem Planetenrad vorgesehen ist.

10

20. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß als das zumindest eine Getriebe ein Standgetriebe mit zumindest zwei Zahnradpaaren vorgesehen ist.

15

21. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Getriebe zur Steuerung der unterschiedlichen Übersetzungen zumindest zwei Kupplungen enthält.

20

22. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Getriebe zur Steuerung der zumindest zwei Übersetzungen eine Kombination aus zumindest einem Freilauf und zumindest einer Kupplung enthält.

5

23. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Getriebe zur Steuerung der zumindest zwei Übersetzungen zumindest zwei Freiläufe enthält.

10

24. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der Kupplungen eine Fliehkraftkupplung ist.

15

25. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der Kupplungen eine elektromagnetische Kupplung ist.

20

26. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß neben dem zumindest einen schaltbaren



Getriebe in der Wirkverbindung zwischen elektrischer Maschine und Antriebseinheit eine fest eingestellte Übersetzung vorgesehen ist.

5 27. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die fest eingestellte Übersetzung Antriebseinheit zu elektrischer Maschine im Bereich von 3:2 bis 5:1 liegt.

10 28. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die fest eingestellte Übersetzung durch eine Transmission mit unterschiedlichen Transmissionsscheibendurchmessern gebildet wird.

15

29. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die feste Übersetzung durch ein Zahnradpaar gebildet wird.

20

30. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad des Planetengetriebes drehfest mit einem gehäusefesten Bauteil verbunden ist.

31. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß die erste Übersetzungsstufe durch Antrieb des  
5 Sonnenrads durch die elektrische Maschine und der Abtrieb durch einen das  
zumindest eine Planetenrad aufnehmenden Steg erfolgt, wobei im Kraftfluß  
der ersten Übersetzungsstufe das Drehmoment über einen ersten  
vorgesehenen Freilauf oder eine erste eingerückte Kupplung übertragen  
wird und ein zweiter, im Kraftfluß einer zweiten Übersetzungsstufe  
10 vorgesehener Freilauf überrollt wird oder eine entsprechend vorgesehene  
zweite Kupplung ausgerückt ist.
32. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
15 dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Übersetzungsstufe durch Antrieb  
des das zumindest eine Planetenrad aufnehmenden Stegs durch die  
Antriebseinheit und der Abtrieb über das Sonnenrad auf die elektrische  
Maschine erfolgt, wobei der erste Freilauf überrollt wird oder gegebenenfalls  
die erste Kupplung ausgerückt ist und der zweite Freilauf oder  
20 gegebenenfalls die zweite Kupplung das von der Antriebseinheit kommende  
Drehmoment überträgt.

33. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Übersetzungsstufe durch Antrieb eines ersten Zahnradpaares durch die elektrische Maschine erfolgt, wobei im Kraftfluß der ersten Übersetzungsstufe das Drehmoment mittels eines ersten Freilaufs oder einer ersten, eingerückten Kupplung auf ein erstes Zahnrad des ersten Zahnradpaares übertragen wird und ein zweiter, im Kraftfluß einer zweiten Übersetzungsstufe vorgesehener Freilauf überrollt wird oder gegebenenfalls eine zweite entsprechend vorgesehene Kupplung ausgerückt ist.
- 10
34. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Übersetzungsstufe durch Antrieb des zweiten Zahnradpaares durch die Antriebseinheit erfolgt, wobei der erste Freilauf überrollt wird oder gegebenenfalls die erste Kupplung ausgerückt ist und der zweite Freilauf oder gegebenenfalls die zweite Kupplung das Drehmoment im Kraftfluß der zweiten Übersetzungsstufe überträgt.
- 15
- 20 35. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Freilauf oder gegebenenfalls die erste Kupplung im Kraftfluß vor oder hinter den die Übersetzung bestimmenden Bauteilen angeordnet ist.

36. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Freilauf oder gegebenenfalls die  
5 zweite Kupplung im Kraftfluß vor oder hinter den die Übersetzung  
bestimmenden Bauteilen angeordnet ist.

37. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
10 dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe für die Übersetzung zwischen  
Antriebseinheit und elektrischer Maschine auf der Ausgangswelle der  
Antriebseinheit oder auf der Eingangswelle der Abtriebseinheit angeordnet  
ist.

15 38. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe radial innerhalb eines Rotors der  
elektrischen Maschine angeordnet ist.

20 39. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe im wesentlichen radial innerhalb  
der Transmissionsscheibe der elektrischen Maschine angeordnet ist.

40. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe im wesentlichen radial innerhalb  
5 einer die Transmission zur elektrischen Maschine bildenden  
Transmissionsscheibe der Antriebseinheit angeordnet ist.

41. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
10 dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe Bestandteil der Abtriebseinheit  
ist und/oder in deren Gehäuse untergebracht ist.

42. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
15 dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle der Antriebseinheit und die  
Welle der elektrischen Maschine relativ gegeneinander entgegen der  
Wirkung zumindest eines Kraftspeichers unter Bildung einer  
Dämpfungseinrichtung verdrehbar sind.

20

43. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß im Kraftfluß zwischen Antriebseinheit und  
elektrischer Maschine ein Tilger angeordnet ist.

44. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß Tilger und/oder Dämpfungseinrichtung radial  
5 innerhalb einer Transmissionsscheibe und/oder des Rotors angeordnet sind.
45. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß Tilger und/oder Dämpfungseinrichtung auf der  
10 Antriebswelle und/oder auf der Welle der elektrischen Maschine angeordnet  
sind.
46. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
15 dadurch gekennzeichnet, daß die in Abhängigkeit von der  
Drehmomentrichtung eingestellten zwei Übersetzungsstufen mittels eines  
Planetengetriebes mit schräg verzahnten Zahnrädern bestehend aus einem  
axial verschiebbaren und verdrehbaren Hohlrad, zumindest auf einem mit  
einem mit der Antriebswelle verbundenen Steg angeordneten Planetenrad  
20 und einem mit einer zur elektrischen Maschine gehörigen  
Transmissionsscheibe verbundenen Sonnenrad eingestellt wird, wobei  
mittels der axialen Verschiebbarkeit des Hohlrads eine erste  
Übersetzungsstufe durch eine feste Verbindung des Hohlrads mit einem

drehfesten Bauteil und eine zweite Übersetzungsstufe durch eine Verbindung des Hohlrads mit dem Steg erfolgt.

5 47. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Übersetzungsstufe bei höheren als der für den Startvorgang notwendigen Drehzahlen arretierbar ist.

10 48. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Übersetzungsstufe mittels zumindest eines am Außenumfang des Stegs untergebrachten Körpers arretiert wird, indem dieser Körper über Fliehkrafteinwirkung in eine entsprechende Aussparung am Innenumfang des Hohlrads kraftschlüssig eingreift.

15

49. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der zumindest eine Körper Kugelgestalt aufweist.

20

50. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das axial verschiebbare Hohlrad beiderseits

stirnseitig Mittel zu einem Formschluß mit einem nicht umlaufenden Bauteil des Antriebsstrangs zu dessen Hemmung einerseits und mit dem Steg andererseits aufweist.

5

51. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittel eine Hirtverzahnung, Klauen und/oder einen Reibschluß bildende Mittel wie Reibbeläge sind.

10

52. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes mit dem Gehäuse der Antriebseinheit fest verbunden ist.

15

53. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes auf der Antriebswelle verdrehbar gelagert und durch einen an einem am Gehäuse vorgesehenen Hebelarm angeordneten Umschlingungsmittelspanner abgestützt ist.
- 20



54. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes auf der Welle der elektrischen Maschine verdrehbar gelagert und durch einen an einem am Gehäuse vorgesehenen Hebelarm angeordneten Umschlingungsmittelspanner abgestützt ist.
- 5
55. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Umschlingungsmittelspanner auf eine Grundspannung des Umschlingungsmittels eingestellt ist und die Spannung des Umschlingungsmittels momentenabhängig erfolgt.
- 10
56. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Lager für das Getriebegehäuse und/oder das Lager für die antriebswellenseitige Transmissionsscheibe innerhalb der Umschlingungsmittlebene angeordnet ist.
- 15
57. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Lager für das Getriebegehäuse und/oder das Lager für die auf der Welle der elektrischen Maschine vorgesehene
- 20

Transmissionsscheibe innerhalb der Umschlingungsmittlebene angeordnet ist.

5 58. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes auf der Antriebswelle und auf einer achsversetzten, antriebswellenseitigen Transmissionsscheibenachse frei drehbar gelagert ist und das Getriebe mit einem fest mit der Transmissionsscheibenachse verbundenen Zahnrad  
10 einen Kraftschluß bildet und die antriebswellenseitige Transmissionsscheibe über ein Umschlingungsmittel mit der Transmissionsscheibe der elektrischen Maschine verbunden ist.

15 59. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes auf der Welle der elektrischen Maschine und auf einer achsversetzten, der elektrischen Maschine zugeordneten Transmissionsscheibenachse frei drehbar gelagert ist und das Getriebe mit einem fest mit der Transmissionsscheibenachse  
20 verbundenen Zahnrad einen Kraftschluß bildet und der elektrischen Maschine zugeordnete Transmissionsscheibe über ein Umschlingungsmittel mit der Transmissionsscheibe der Antriebswelle verbunden ist.

60. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe ein Planetengetriebe ist.

5

61. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Planetengetriebe schräg verzahnte Zahnräder und ein axial verschiebbares, verdrehbares Hohlrad aufweist, das mittels der axialen Verschiebung einen Kraftschluß mit dem Steg oder mit dem Gehäuse des Getriebes zur Einstellung von zwei verschiedenen Übersetzungsstufen herstellt.

10

62. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des aus zwei stirnverzahnten Zahnradpaaren gebildeten Getriebes mit zwei Übersetzungsstufen mit verdrehbar auf der Antriebswelle und auf der antriebswellenseitigen Transmissionsscheibenachse gelagert ist, zwei zu den besagten Zahnradpaaren gehörige Zahnräder drehfest mit der antriebswellenseitigen, von der Antriebswelle achsversetzt angeordneten Transmissionsscheibe fest verbunden sind und die beiden übrigen Zahnräder über einander entgegengesetzte Freiläufe auf der Antriebswelle gelagert sind.

15

20

63. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des aus zwei stirnverzahnten Zahnradpaaren gebildeten Getriebes mit zwei Übersetzungsstufen
- 5 verdrehbar auf der Welle der elektrischen Maschine und der achsversetzt zu dieser angeordneten Transmissionsscheibenachse mit einer fest mit der Achse verbundenen Transmissionsscheibe gelagert ist und zwei zu den besagten Zahnradpaaren gehörige Zahnräder drehfest mit der Transmissionsscheibe und die beiden übrigen Zahnräder über einander
- 10 entgegengesetzte Freiläufe auf der Welle der elektrischen Maschine gelagert sind.
- 15 64. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Achsversatz  $d$  zwischen der Transmissionsscheibenachse und der Antriebsachse beziehungsweise der Achse der elektrischen Maschine unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors so groß ist, daß die Transmissionsscheibenachse bei
- 20 einer Längung des Umschlingungsmittels nicht um die Antriebsachse beziehungsweise um die Achse der elektrischen Maschine umläuft.

65. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß für den Achsversatz  $d$  die Bedingung  $20\text{cm} > d > 1\text{cm}$  gilt.

5

66. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden, über die Antriebsrichtung auswählbaren Übersetzungsstufen durch unterschiedliche Durchmesser zweier Transmissionsscheibenpaare, die jeweils mit einem

- 10 Umschlingungsmittel ausgestattet sind, gebildet werden, wobei jeweils eine erste Transmissionsscheibe der beiden Transmissionsscheibenpaare mittels einander bezüglich der Überrollrichtung gegensätzlicher Freiläufe auf der Antriebswelle oder der Welle der elektrischen Maschine gelagert ist und die jeweils zweite zum entsprechenden Transmissionsscheibenpaar zugehörige
- 15 Transmissionsscheibe fest mit der Welle der elektrischen Maschine beziehungsweise mit der Antriebswelle verbunden ist.

LuK Lamellen und  
Kupplungsbau  
Industriestr. 3  
77815 Bühl

0734 B

5

### Antriebsstrang

10

Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang, insbesondere für Kraftfahrzeuge, umfassend eine Antriebseinheit, wie Brennkraftmaschine, mit einer Antriebswelle, einer Abtriebseinheit mit einer Eingangswelle, wie Getriebe mit Getriebeeingangswelle, sowie mit zumindest einer mit dem Antriebsstrang in Wirkverbindung stehenden elektrischen Maschine und mit mindestens einer im Kraftfluß zwischen der Antriebswelle und der Eingangswelle der Abtriebseinheit angeordneten Kupplung, die An- und Abkuppelvorgänge der Antriebseinheit von der Abtriebseinheit ermöglicht.

20

Derartige Einrichtungen sind als Hybridantriebe mit einem Elektromotor und einem Verbrennungsmotor aus der DE-OS 32 30 121 oder als Verbrennungsmotoren mit Startergenerator aus der DE-PS 41 12 215 bekannt.

25

Die Anordnung der elektrischen Maschine erfolgt je nach Anforderung entweder koaxial um die Rotationsachse der Brennkraftmaschine - wie beispielsweise aus der DE-OS 33 35 923 bekannt - oder bezüglich ihrer

Rotationsachse parallel zur Rotationsachse der Brennkraftmaschine wie aus der FR-OS 81 19324 hervorgeht.

Um während des Startvorgangs das begrenzte Drehmoment der elektrischen Maschine besser nutzen zu können, wird in der Regel die Wirkverbindung, die ein Riementrieb, eine Reibradanordnung, ein Zahnradpaar oder ähnliches sein kann, so übersetzt, daß die elektrische Maschine schneller dreht als die Antriebseinheit, beispielsweise eine Brennkraftmaschine. Sobald die Brennkraftmaschine in Betrieb ist und die elektrische Maschine als Stromgenerator betrieben wird, ist es vorteilhaft, die elektrische Maschine zur Verbesserung ihres Wirkungsgrades bei idealer Übersetzung zu betreiben, was den Einsatz eines Getriebes erforderlich macht.

Hierzu wird in der DE-PS 41 12 215 eine Anordnung mit einem Planetengetriebe vorgeschlagen, wobei die Übersetzung von außen durch eine von einem zusätzlich benötigten Einspurmotor geschaltete Kupplung angesteuert wird, wodurch zusätzliche Geber- und Steuermittel das Gewicht und Kosten erhöhen.

Aufgabe der Erfindung ist daher, einen Antriebsstrang der beschriebenen Art derartig zu verbessern, daß eine Wirkverbindung zwischen elektrischer Maschine und der Antriebseinheit mit einer kostengünstigeren und einfacher

handhabbaren Umschaltung der Übersetzung, eine Verlängerung der Lebensdauer der Wirkverbindung sowie eine einfache Montage an das Gehäuse der Antriebseinheit, die möglichst ohne Veränderung desselben erfolgen kann, vorgesehen ist.

5

Die Aufgabe wird dadurch gelöst, daß ein Antriebsstrang, insbesondere für Kraftfahrzeuge, vorgeschlagen wird, der eine Antriebseinheit, wie Brennkraftmaschine, eine Antriebswelle sowie zumindest eine mit dem Antriebsstrang in Wirkverbindung stehende elektrischen Maschine, die  
10 zumindest als Motor und als Generator eingesetzt wird, umfaßt, wobei die Wirkverbindung zwischen der elektrischen Maschine und dem Antriebsstrang zumindest zwei, von einem zumindest in Start- und Betriebsphase untergliederten Betriebsmodus der elektrischen Maschine abhängige, sich selbsttätig einstellende Übersetzungsstufen aufweist.

15

Die elektrische Maschine nach dem erfinderischen Gedanken, die nach dem Synchron-, Asynchron- oder Reluktanzprinzip und dergleichen betrieben werden kann, kann vorteilhafterweise auf einer von der Abtriebswelle verschiedenen Welle, die insbesondere parallel zur Abtriebswelle der  
20 Antriebseinheit, die eine Brennkraftmaschine, Turbine oder dergleichen sein kann, angeordnet sein. Dabei kann es weiterhin vorteilhaft sein, die Wirkverbindung zwischen elektrischer Maschine und Antriebswelle zwischen



Antriebseinheit und Abtriebseinheit oder am dazu entgegengesetzten Ende der Antriebswelle, an dem gewöhnlicherweise Nebenaggregate angetrieben werden, vorzusehen, wobei auch ein einziger Riementrieb für mehrere Nebenaggregate unter Einbeziehung der elektrischen Maschine vorteilhaft  
5 sein kann.

Die Wirkverbindung kann durch ein Paar von Transmissionsscheiben, die über ein Umschlingungsmittel reibschlüssig miteinander verbunden sind, gebildet werden. Dabei können die Transmissionsscheiben an sich bekannte  
10 Riemenscheiben und das Umschlingungsmittel ein Riemen sein oder es können in besonders vorteilhafter Weise insbesondere für große Momentübertragungen Kegelscheibenpaare vorgesehen sein, wobei als Umschlingungsmittel eine Kette den Reibschluß zwischen beiden Kegelscheibenrädern bildet. Weiterhin kann die Wirkverbindung aus  
15 zumindest einem Paar ineinandergreifender Zahnräder oder Reibräder gebildet sein, wobei auch eine Wirkverbindung vorteilhaft sein kann, bei der für jede Übersetzungsstufe ein separates Zahnradpaar oder ein separates Transmissionsscheibenpaar mit dem dazugehörigen Umschlingungsmittel vorgesehen ist.

20

Ein erfindungsgemäßer Antriebsstrang kann in geeigneter Weise so eingesetzt werden, daß die elektrische Maschine zumindest als Anlasser genutzt wird,

jedoch vorteilhafterweise weitere Nutzungen vorgesehen sein können. Hierzu kann beispielsweise die Leistungscharakteristik der elektrischen Maschine so ausgelegt sein, daß sie nicht nur als Generator und Anlasser betreibbar ist sondern auch Drehmoment in die Abtriebseinheit einleiten kann,  
5 gegebenenfalls bis zum ausschließlichen Betrieb des Fahrzeugs mit der elektrischen Maschine.

Als Abtriebseinheit kann beispielsweise ein Geschwindigkeitswechselgetriebe  
10 vorgesehen sein, das zumindest durch eine Schaltkupplung von der Antriebseinheit abkoppelbar ist, wobei die elektrische Maschine vorteilhafterweise in Wirkverbindung mit der Antriebseinheit von der Abtriebseinheit abkoppelbar ist, jedoch gegebenenfalls auch eine Wirkverbindung mit dem Geschwindigkeitswechselgetriebe vorgesehen sein  
15 kann, wobei die Antriebseinheit von elektrischer Maschine und Getriebe abkoppelbar sein kann. Insbesondere sind derartige Anordnungen denkbar, wenn die elektrische Maschine und/oder deren Getriebe zur verbesserten Nutzung ihres Wirkungsgrads räumlich und/oder funktionell im Getriebe untergebracht werden sollen, wobei Startvorgänge vorteilhafterweise in einem  
20 Leerlauf des Geschwindigkeitswechselgetriebes stattfinden können. Die elektrische Maschine kann hierzu koaxial um die Getriebeeingangswelle oder um eine eigen Welle, die in Wirkverbindung mit dieser steht, angeordnet sein.

Wird im weiteren von einer Wirkverbindung zwischen Antriebseinheit und elektrischer Maschine gesprochen, so ist implizit auch die Wirkverbindung zwischen der Abtriebseinheit in Form der in Wirkung mit der elektrischen Maschine tretenden Getriebeeingangswelle und der elektrischen Maschine dieses Ausführungsbeispiels mit einzubeziehen.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, die elektrische Maschine zwischen zwei schaltbaren Kupplungen sowohl vom Antriebs- als auch von der Abtriebseinheit abkoppelbar anzuordnen, um den Schwung-Nutz-Effekt bei frei rotierender elektrischer Maschine zur Gewinnung von elektrischer Energie und/oder zur Erhaltung eines für einen Impulsstart der Antriebseinheit notwendigen Drehimpulses zu nutzen, wobei der elektrischen Maschine eine auf der Antriebswelle angeordneten Schwungmasse, beispielsweise ein Schwungrad, beigeordnet sein kann.

Nach dem erfinderischen Gedanken ist es vorteilhaft, die Wirkverbindung zwischen der Antriebseinheit und der elektrischen Maschine mit einem Getriebe auszustatten, das eine bessere Anpassung der Arbeitsdrehzahlen der elektrischen Maschine an den Wirkungsgrad bei den verschiedenen Anforderungen an diese erlaubt, und die Umschaltung von einer Übersetzungsstufe zu einer anderen selbsttätig durch das Getriebe selbst zu

steuern, wobei es vorteilhaft sein kann, eine Vielzahl von Übersetzungsstufen vorzusehen. Insbesondere kann jedoch ein vereinfachtes Ausführungsbeispiel mit lediglich zwei Getriebestufen durch den geringen Bauaufwand besonders vorteilhaft sein. Hierzu wird bei einer Verwendung der elektrischen Maschine

5 als Startergenerator, also als Einrichtung, die die Antriebseinheit anwirft und elektrische Energie erzeugen kann, eine erste Übersetzungsstufe für den Startvorgang und eine zweite für den Vorgang zur Erzeugung der elektrischen Energie – dem eigentlichen Betriebsmodus – vorgesehen. Die erste Übersetzungsstufe transformiert die Drehzahl der elektrischen Maschine zu

10 langsameren Drehzahlen der Abtriebswelle, so daß an ihr ein höheres Drehmoment und somit das nötige Startmoment erzielt werden kann. Die zweite Übersetzungsstufe während des Betriebsmodus bewirkt eine Übersetzung ins Langsame, so daß die Drehzahl der Abtriebswelle gegenüber der Welle der elektrischen Maschine kleiner oder gleich wird, das heißt, das

15 Übersetzungsverhältnis von elektrischer Maschine zu Antriebseinheit kann im Bereich zwischen 1:2 und 2:1 liegen. Vorteilhafterweise kann die Wirkverbindung so ausgelegt werden, daß in dieser Stufe keine Übersetzung wirksam ist. Für die erste Übersetzungsstufe kann der Bereich der Übersetzung zwischen 3:2 und 7:1 besonders vorteilhaft sein. Gegebenenfalls

20 kann es von Vorteil sein, ein konstant vorgegebenes Übersetzungsverhältnis, beispielsweise in einem Bereich von 3:2 bis 5:1, vorzusehen, das die Motordrehzahl gegenüber der elektrischen Maschine untersetzt, so daß die

Motordrehzahl gegenüber der Drehzahl der elektrischen Maschine um den entsprechenden Übersetzungsfaktor verringert ist. Diese konstante Übersetzung kann dann den beiden Übersetzungsstufen überlagert sein.

- 5 Für die Einstellungen der variablen Übersetzungsstufen können Getriebe aller Art, beispielsweise stehende oder Umlaufgetriebe in vorteilhafter Weise vorgesehen werden, die Wirkverbindung kann aus Riementrieben, Zahnradpaaren, Reibradpaaren, Kettentrieben und dergleichen gebildet werden, wobei vorteilhafterweise bei einem stehenden Getriebe die
- 10 Wirkverbindung durch zumindest ein Zahnradpaar gebildet sein kann.

- Die Steuerung der Übersetzungen erfolgt über eine Kombination von Kupplungen und Freiläufen, die in dem Getriebe bestimmte Zahnradkombinationen bzw. Kraftwege freischalten beziehungsweise
- 15 blockieren, wobei die Kupplungen, die sich je nach Einsatzort bei steigender Drehzahl schließen oder öffnen, nicht von außen angesteuert werden sondern durch Fliehkräfte ein- und ausgerückt werden können. Auch ein Ausführungsbeispiel mit einer elektromagnetischen Kupplung, die durch drehzahlabhängige vom Startergenerator erzeugte elektrische Signale
- 20 gesteuert wird, ist vorteilhaft. So kann beispielsweise eine Kombination von zwei Freiläufen oder einer Kupplung und einem Freilauf oder zwei Kupplungen zwei verschiedene Übersetzungsstufen schalten.

Das Getriebe kann insbesondere durch die Richtung, aus der das Drehmoment mit einer sich ändernden Drehzahl auf das Getriebe einwirkt, nämlich beim Startvorgang von der elektrischen Maschine und während des Betriebs von der Antriebseinheit, seine Übersetzung dadurch anpassen, daß  
5 beispielsweise der Freilauf für die zweite Übersetzungsstufe überrollt wird, wenn das Drehmoment von der elektrischen Maschine während des Startvorgangs eingeleitet wird und ein zweiter Freilauf für die erste Übersetzungsstufe überrollt wird, wenn das Drehmoment von der  
10 Antriebseinheit während des Betriebs eingeleitet wird.

Ein vorteilhaftes Getriebe nach dem erfinderischen Gedanken kann beispielsweise aus einem Planetengetriebe mit einem Sonnenrad, zumindest einem Planetenrad und einem Hohlrad bestehen, wobei das Hohlrad mit dem  
15 Gehäuse fest verbunden sein kann. Die Stege sind gleichfalls mit der Welle der elektrischen Maschine drehfest verbunden, wobei im Kraftfluß zwischen den Stegen und der elektrischen Maschine und den Planetenrädern und der elektrischen Maschine jeweils für eine Übersetzungsstufe ein Freilauf oder eine Kupplung angeordnet ist.

20

Eine weitere erfinderische Ausgestaltung eines Planetengetriebes sieht ein axial verschiebbares Hohlrad vor, das die erste Übersetzungsstufe durch

Hemmung des desselben durch Anbindung an das Gehäuse, wobei der Kraftfluß vom mit der elektrischen Maschine fest verbundenen Sonnenrad über die Planetenräder auf den Steg zum Antriebselement übertragen und damit ein Übersetzung ins Langsame bewirkt werden kann und eine zweite  
5 Übersetzungsstufe durch die Anbindung an den mit der Antriebswelle verbundenen Steg, wobei hier die Übersetzung 1:1 beträgt, vorsehen kann.

Das axial verschiebbare Hohlrad kann insbesondere durch eine Schrägverzahnung der Planetenzahnräder angesteuert werden, so daß bei einem Momentenfluß von der elektrischen Maschine zur Antriebseinheit über  
10 das anliegende Moment das axiale Hohlrad in Richtung Gehäuse verschoben wird und mit diesem einen Formschluß und/oder Reibschluß bilden kann.

Kommt das Drehmoment von der Antriebseinheit kann das axiale Hohlrad entlang der Schrägverzahnung in Richtung der den Form- und/oder Reibschluß bildenden Fläche des Steges verlagert werden. Zur Bildung des

15 Form- beziehungsweise Reibschlusses können hierzu an den Kontaktflächen des Steges und Gehäuses komplementär zu den entsprechend an den Seitenflächen des Hohlrads ausgebildete Mittel, wie beispielsweise eine Hirtverzahnung, Klauen oder Nocken vorgesehen sein. Unterstützend oder für sich allein können auch Mittel wie Reibflächen mit entsprechend dazu  
20 korrespondierenden Reibbelägen angeordnet sein, wobei die Reibflächen am Hohlrad oder am Steg beziehungsweise am Gehäuse angebracht sein können.

Weiterhin vorteilhaft für einen boost-Betrieb der elektrischen Maschine, das heißt einer Unterstützung der Antriebseinheit durch elektrische Maschine bei der Fortbewegung des Fahrzeugs, bei der sich während eines den Momentenflusses von der elektrischen Maschine in Richtung Antriebseinheit die Übersetzung nicht wie beim Startvorgang ändern soll, ist die Arretierung der ersten Übersetzungsstufe insbesondere bei Drehzahlen, die höher als die während des Startvorgangs sind. Hierzu kann vorgesehen werden, daß zumindest ein am Außenumfang des Stegs in einer Ausnehmung untergebrachter Körper bei höheren Drehzahlen mittels der dann anwachsenden Fliehkraft in eine entsprechend ausgeformte Bohrung am Innenumfang des Hohlrads eingreift, wodurch ein Formschluß entsteht und die Übersetzungsstufe gesperrt wird, obwohl sich durch den boost-Betrieb die Drehmomentrichtung umgekehrt wird. Vorteilhafterweise kann ein Vielzahl über den Umfang verteilter Körper vorgesehen werden, die beispielsweise Kugelgestalt aufweisen oder gerundete Stifte sein können, wobei die Kanten der hohlradseitigen Ausnehmungen axial und radial verrundet sein können. Vorteilhaft ist auch, die Kugeln mit einer, auf den Bedarf eingestellten Federkraft entgegen der Fliehkraft abzustützen.

20

In derselben Weise kann ein Getriebe aus jeweils einem Zahnradpaar pro Übersetzungsstufe aufgebaut werden, wobei die Zahnradpaare durch



Zuordnung der entsprechenden Freiläufe und Kupplungen angesteuert werden. So sind beispielsweise bei zwei Übersetzungsstufen pro Übersetzungsstufe eine Kupplung oder ein Freilauf vorzusehen.

- 5 Weiterhin kann nach dem erfinderischen Gedanken ein Ausführungsmuster vorteilhaft sein, das axial beabstandet zwei Transmissionsscheibenpaare mit unterschiedlichen Transmissionsscheibendurchmessern zur Einstellung von zwei Übersetzungsstufen aufweist, wobei die Transmissionsscheiben jeweils ein separates Umschlingungsmittel aufweisen können, auf der Antriebswelle  
10 und der Welle der elektrischen Maschine gelagert sind und pro Transmissionsscheibenpaar ein Freilauf vorgesehen ist und wobei die beiden Freiläufe einander bezüglich ihrer Überrollrichtung entgegengesetzt sind.

- Die räumliche Anordnung des Getriebes kann aus Platzgründen bei koaxial  
15 angeordneten elektrischen Maschinen radial innerhalb des Rotors erfolgen, wobei aus dem Stator das gehäusefeste Hohlrad gebildet sein kann. Weiterhin ist bei elektrischen Maschinen mit einer von der Abtriebswelle der Antriebsmaschine verschiedenen An- beziehungsweise Abtriebswelle mit einer Wirkverbindung, die zwei scheibenförmige Übertragungselemente,  
20 beispielsweise Transmissionsscheiben, Reibscheiben oder Zahnräder aufweist, die Anordnung radial innerhalb dieser Übertragungselemente, wahlweise auf der Seite der Antriebseinheit oder auf der elektrischen

Maschine vorteilhaft, wodurch elektrische Maschinen mit kleinem Durchmesser hergestellt werden können. Das Gehäuse der elektrischen Maschine kann bei einer Anordnung des Getriebes radial innerhalb der auf der Seite der elektrischen Maschine vorgesehenen Riemenscheibe gleichzeitig das Hohlrad für das Getriebe sein und die Übertragungselemente können separat die feste Übersetzung bilden.

Eine weitere Ausgestaltung des erfinderischen Gedankens sieht die Verwendung einer Dämpfungseinrichtung und/oder eines Tilgers vor zwischen der elektrischen Maschine und der Antriebseinheit vor, wobei diese zwischen Antriebseinheit und elektrischer Maschine und in besonders vorteilhafter Weise zwischen dem Getriebe und der Antriebseinheit angeordnet werden können. Dabei handelt sich um an sich bekannte Bauteile, die zum Einsatz in dem Erfindungsgegenstand erfindungsgemäß ausgestaltet werden. So können sie beispielsweise bei der Anordnung des Getriebes auf der Achse der elektrischen Maschine radial innerhalb des Rotors untergebracht werden oder bei einer Anbringung des Getriebes wahlweise an der Antriebseinheit oder an der elektrischen Maschine radial innerhalb der die Wirkverbindung bildenden Bauteile, also beispielsweise radial innerhalb von Transmissionsscheiben oder Zahnrädern.

Die Getriebe sind nach dem erfinderischen Gedanken mittels ihrem Gehäuse am Gehäuse der elektrischen Maschine oder an der Antriebseinheit befestigbar. Weiterhin kann es besonders von Vorteil sein, insbesondere wenn auf die Bereitstellung von Befestigungsmitteln seitens der Antriebseinheit oder der elektrischen Maschine verzichtet werden soll, das Gehäuse um die Befestigungsachse, beispielsweise die Antriebswelle oder die Welle der elektrischen Maschine, verdrehbar zu lagern. Im folgenden wird beispielhaft die Lagerung auf der Antriebswelle erläutert, implizit ist darin auch die jeweilige Lagerung auf der Welle der elektrischen Maschine einzubeziehen und kann von den Umständen der Applikation insbesondere von der Gestalt des Bauraums abhängig ebenfalls vorteilhaft sein.

Diese Art Getriebe ist statisch unbestimmt und kann nach der erfinderischen Überlegung so vorgesehen sein, daß das Gehäuse auf der Antriebswelle verdrehbar gelagert ist, wobei das Gehäuse einen Hebelarm in Richtung Umschlingungsmittel aufweist, an dem ein Umschlingungsmittelspanner angeordnet ist. Auf diese kann sich das Gehäuse in Abhängigkeit von dem auf dem Umschlingungsmittel anliegenden Moment abstützen und sorgt dadurch für eine momentenabhängige Spannung des Umschlingungsmittels, wobei die vorteilhafterweise eine Grundspannung aufweist. Besonders vorteilhaft kann es sein, die Lagerung des Getriebegehäuses und/oder der Transmissionsscheibe mittels Wälzlager oder dergleichen in gleicher axialer

Höhe des Umschlingungsmittels, also in der Umschlingungsmittlebene vorzusehen, da dadurch die Biegekräfte auf die Lager vernachlässigbar sind und die Lebensdauer der Lager verlängert werden kann. Für eine kostenoptimierte Produktion des Getriebes – auch in den anderen Ausführungsbeispielen – kann eine einfache Ausgestaltung der Lager, beispielsweise als Gleitlagerung, durch die Verwendung von Kunststofflagern oder dergleichen, für die Übersetzungsstufe zum Starten der Antriebseinheit, da dieser Vorgang vergleichsweise kurz gegenüber dem Generatorbetrieb ist und daher verschleißmäßig weniger ins Gewicht fällt.

10


Eine weitere Ausgestaltungsmöglichkeit eines statisch unbestimmten Lagers kann die Trennung der Transmissionsscheibenachse und der Antriebsachse sein, wobei beide miteinander kraftschlüssig, beispielsweise durch ein Zahnradpaar, verbunden sind. Hierzu kann das Getriebegehäuse auf beiden Achsen verdrehbar gelagert und das Getriebe um die Antriebswelle aufgebaut sein. Bei einer Beaufschlagung des Getriebes mit Drehmoment weicht die Transmissionsscheibe um den Drehpunkt der Antriebswelle aus, wird jedoch von der Spannung des Umschlingungsmittels abgestützt. Der Abstand  $d$  zwischen der Transmissionsscheibenachse und der Achse der Antriebswelle ist dabei so klein wählbar, daß unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors die Transmissionsscheibenachse an einer vollen Umdrehung – einem Durchschlüpfen – gehindert wird. Der obere, wählbare Abstand  $d$  wird in erster

15

20

Linie durch die Baumaße vorgegeben, so daß ein Abstand  $d$  mit der Bedingung  $20\text{cm} > d > 1\text{cm}$  besonders vorteilhaft ist. In diesem Ausführungsbeispiel können vorteilhafterweise Planetengetriebe – auch mit oben beschriebenem axial verschiebbarem Hohlrad – verwendet werden.


5



Nach dem erfinderischen Gedanken können auch Zahnradgetriebe statisch unbestimmt ausgestaltet werden, wobei beispielsweise zwei Zahnradpaare für zwei Übersetzungsstufen so angeordnet werden, daß zwei Zahnräder mittels einander bezüglich der Überrollrichtung entgegengesetzten Freiläufen auf der

10 Antriebswelle gelagert sein können und die dazu korrespondierenden Zahnräder kraftschlüssig mit der Transmissionsscheibe, die wiederum mit Achsversatz zur Antriebswelle angeordnet ist, verbunden werden. Auch hier stützt sich die Transmissionsscheibe gegen das Umschlingungsmittel ab.

15




Vorteilhaft kann weiterhin sein, die wesentlichen Bauteile des Antriebsstrangs, beispielsweise das Getriebe und/oder die Zahnräder des Getriebes aus Metall und/oder Kunststoff oder einer Kombination aus beiden, zu fertigen. Weiterhin können Teile, wie beispielsweise Gehäuse, Deckel und/oder Flansche, gestanzt, gepreßt und/oder tiefgezogen sein. Desweiteren kann es vorteilhaft

20 sein, nach Anfordernis der Fertigungsbedingungen Schrauben, Nieten, Verschweißungen und/oder Verstemmungen als Verbindungsmittel einzusetzen.


Die Erfindung wird anhand der Figuren 1 bis 17 näher erläutert. Dabei zeigen

Figur 1 a – d verschiedene Anordnungsmöglichkeiten eines  
5 erfindungs-gemäßen Antriebsstrangs,



Figur 2 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der  
Welle der elektrischen Maschine angeordneten  
Getriebes mit zwei Freiläufen,

10 Figur 3 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der  
Welle der elektrischen Maschine angeordneten  
Getriebes mit einem Freilauf und einer Kupplung,



15 Figur 4 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der  
Kurbelwelle gelagerten Getriebes mit zwei  
Transmissionsscheibenpaaren unterschiedlichen  
Durchmessers,

20 Figur 5 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der  
Antriebswelle angeordneten Getriebes mit einem axial  
verschiebbaren Hohlrad,

Figur 6

einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der Antriebswelle angeordneten, statisch undefiniert gelagerten Getriebes mit einem axial verschiebbaren Hohlrad,

5

Figur 7

eine skizzenhafte Ansicht eines Transmissionsscheibenpaares mit Spanneinrichtung,

Figur 8

einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der Kurbelwelle gelagerten Umlaufgetriebes mit einer antriebswellenseitigen, zur Antriebswelle achsversetzten Transmissionsscheibe,

Figur 9

eine Prinzipskizze eines erfindungsgemäßen, auf der Kurbelwelle gelagerten Stirnradgetriebes mit einer antriebswellenseitigen, zur Antriebswelle achsversetzten Transmissionsscheibe und

Figuren 10 bis 17

Weitere Ausgestaltungs- und Anordnungsmöglichkeiten von erfindungsgemäß ausgestalteten Gegenständen.

Figur 1a - d zeigt verschiedene Anordnungsmöglichkeiten eines erfindungsgemäßen Antriebsstrangs 1, 1', 1'', 1''' mit einer Antriebseinheit 2, 2', 2'', 2''', beispielsweise einem Verbrennungsmotor, mit einer Antriebswelle 3, 3', 3'', 3''' die mittels einer Kupplung 4, 4', 4'', 4''' mit der Eingangswelle 5, 5', 5'', 5''' einer Abtriebseinheit 6, 6', 6'', 6''', beispielsweise einem Getriebe wie Schaltgetriebe, automatisches Stufengetriebe oder kontinuierlich verstellbares Getriebe (CVT), koppelbar ist. Mittels einer Wirkverbindung 7, 7', 7'', 7''', die das anstehende Drehmoment überträgt und einem selbsttätig in Abhängigkeit von der Drehmomentrichtung schaltenden Getriebe 9, 9', 9'', 9''' ist eine elektrische Maschine 8, 8', 8'', 8''' in den Ausführungsbeispielen der Figuren 1a - c mit der Antriebswelle 3, 3', 3'' und in dem in Fig. 1c gezeigten Ausführungsbeispiel mit der Eingangswelle 5''' verbunden.

In dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1a ist die Wirkverbindung 7 zwischen der Kupplung 4 und der Antriebseinheit 2 um die Antriebswelle 3 angeordnet und überträgt das anstehende Drehmoment von der Antriebseinheit 2 über das Getriebe 9 auf die elektrische Maschine 8 und umgekehrt, wenn die elektrische Maschine 8 das Drehmoment liefert. In einem nicht gezeigten Ausführungsbeispiel ist das Getriebe 9 auf der Antriebswelle 3 angeordnet und die Wirkverbindung 7 ist direkt mit der Welle 8a der elektrischen Maschine 8 dreh schlüssig verbunden. Die elektrische Maschine 8 ist direkt mittels der Befestigung 8b mit der Antriebseinheit 2 oder einem anderen feststehenden



Bauteil des nicht dargestellten Kraftfahrzeugs, in das der Antriebsstrang 1 eingebaut wird, verbunden. Die Wirkverbindung 7 kann als Riementrieb mit Riemen und den dazugehörigen Riemenscheiben, als Antrieb mit Kegelscheibenrädern und einem Umschlingungsmittel, beispielsweise einer  
5 Kette oder als Reib- oder Zahnradübertragung oder dergleichen, ausgestaltet sein. Das Getriebe 9 kann in nicht dargestellter Weise an der elektrischen Maschine 8 oder an dem Gehäuse der Antriebseinheit 2 oder einem beliebigen anderen feststehenden Bauteil des Kraftfahrzeugs befestigt sein oder als nicht statisch definiertes Getriebe sich mit seinem Gehäuse oder einem mittels  
10 eines Achsversatzes zwischen Antriebswelle 3 und der Getriebeachse ausgebildeten Hebel an der Wirkverbindung 7 abstützen.

Die Figur 1b zeigt einen mit dem Antriebsstrang 1 bis auf die folgenden Unterschiede identischen Antriebsstrang 1': die elektrische Maschine 7 ist in diesem Ausführungsbeispiel an der der Abtriebseinheit 6' entgegengesetzten  
15 Ende der Antriebswelle 3' mittels der Wirkverbindung 7' angeordnet. Das selbst schaltende Getriebe 9' ist hierzu auf der Antriebswelle 3' untergebracht, kann in einem nicht gezeigten Ausführungsbeispiel auch um die Achse der elektrischen Maschine 8' vorgesehen sein.

20

Das in Figur 1c gezeigte Ausführungsbeispiel trägt die elektrische Maschine 8'' in konzentrisch um die Antriebswelle 3'' angeordneter Ausführung im Kraftfluß

zwischen Kupplung 4" und Antriebseinheit 2", wobei der Stator 8a" am Gehäuse der Antriebseinheit befestigt und der Rotor 8b Bestandteil des Getriebes 9" ist, das radial innerhalb des Rotors 8b" ausgebildet ist, wobei eine Wirkverbindung 7", beispielsweise über Reib- und/oder Zahnräder mit der  
5 Antriebswelle 3", hergestellt wird.

Es versteht sich, daß eine koaxial um die Antriebswelle 3"" angeordnete elektrische Maschine 8"" auch – wie bereits in der Patentschrift US 4 458 156, die voll inhaltlich in die vorliegenden Unterlagen aufgenommen ist, offenbart –  
10 an dem der Abtriebseinheit 6"" gegenüberliegenden Ende der Antriebswelle angeordnet werden kann und erfindungsgemäß ein entsprechendes Getriebe 9"" zur Einstellung der Übersetzung zwischen der elektrischen Maschine 8"" und der Antriebseinheit 2"" radial innerhalb des Außenumfangs des Rotors 8b"" aufweist. Der Vorteil liegt in dem Wegfall größerer Änderungen an der  
15 Schnittstelle zwischen Antriebs- und Abtriebseinheit 2"", 6"", beispielsweise am Getriebe im Bereich der Kupplungsglocke.

In Figur 1d ist ein Ausführungsbeispiel gezeigt, dessen selbst schaltendes Getriebe 9"" in die Abtriebseinheit 6"", beispielsweise einem  
20 Geschwindigkeitswechselgetriebe, integriert ist. Auch hier kann – dem Beispiel der Figuren 1a und 1b folgend – das Getriebe 9"" um die Eingangswelle 5"" oder um die Welle der elektrischen Maschine 8"" angeordnet sein. Als

Wirkverbindung 7"" empfiehlt sich hier – neben den beschriebenen Beispielen – vorzugsweise ein Zahnradpaar, das insbesondere auch weitere Übersetzungsfunktionen im Getriebe ausführen kann.

- 5 In Figur 2 ist in Teilansicht der oberen Hälfte entlang der Achse 110 der – nicht dargestellten elektrischen Maschine - ein Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Getriebes 109 gezeigt, das als Planetengetriebe mit einem auf der Welle 112 der elektrischen Maschine angeprägten oder aufgeschrumpften Sonnenrad 113, einem Planetensatz 114 und einem am
- 10 Innenumfang des Getriebegehäuses 115 angeformten oder mit dem Gehäuse 115 fest verbundenen Hohlrad 116 ausgeführt ist. Der Planetensatz 114 wird von einem Steg 117 mit einer der Anzahl der Planetenräder des Planetensatzes 114 entsprechenden Anzahl von Achsen 118, auf denen die Planetenräder gelagert sind, aufgenommen. Der Steg 117 weist dabei zur
- 15 Aufnahme der Achsen 118 ein sich radial erstreckendes Flanschteil 117a und zur Lagerung auf der Achse 112 der elektrischen Maschine eine sich axial erstreckende Hülse 117b auf.

- In dem gezeigten Ausführungsbeispiel sind zur verdrehbaren und taumelfreien
- 20 Lagerung zwei axial durch einen Distanzring 119a beabstandete Wälzlager 119 vorgesehen, die auf beiden Seiten je durch einen Sicherungsring 119b, 119c gesichert sind. Auf der dem radialen Flanschteil 117a entgegengesetzten

Ende des axialen Flanschteils 117b Stegs 117 ist an dessen Außenumfang der erste Freilauf 120 angeordnet, auf dem die zur elektrischen Maschine gehörige Riemenscheibe 121 gelagert ist, wobei der Freilauf 120 gegen eine in der Riemenscheibe 121 als Anschlag 121a dienende Schulter gepreßt und auf  
5 der gegenüberliegenden Seite mit einem Sicherungsring 121b gegen axialen Versatz gesichert ist. An der dem Planetensatz 114 abgewandten Seite der Riemenscheibe 121 ist an deren Innenumfang bei verringertem Durchmesser der Riemenscheibe 121 der zweite Freilauf 122 aufgenommen und direkt auf der Welle 112 der elektrischen Maschine gelagert, wobei er gegen axialen  
10 Versatz einerseits durch eine in der Welle 112 vorgesehene Schulter 112a und andererseits durch den Sicherungsring 112b gesichert ist. Die Riemenscheibe 121 ist gegen Axialversatz durch die Sicherungsringe 121b, 121c geschützt. Die mit Nuten 121 versehene Reibfläche der Riemenscheibe 121 nimmt den - nicht dargestellten - Riemen auf, der das anstehende  
15 Drehmoment von der elektrischen Maschine an eine antriebswellenseitige Riemenscheibe und umgekehrt überträgt.

Das Gehäuse 115 des Getriebes 109 wird durch den Steg 117 ergänzt, so daß der Planetensatz 114 und die Wälzlager 119 in einem abgeschlossenen  
20 Raum, gefettet werden oder in einem Ölbad laufen können, wobei die Spalte zwischen Steg 117, Gehäuse 115 und Welle 112 durch die Dichtungen 124, 124, 125 abgedichtet sind.

Mit dem Gehäuse 115 sind der elektrischen Maschine zugekehrt ein Befestigungsflansch oder Befestigungsbügel 126 verschraubt, vernietet oder verschweißt, mit denen das Getriebe 109 mittels radial außen angebrachter  
5 Ausnehmungen 126a mit der elektrischen Maschine verbunden und zentriert wird.

Wird von der elektrischen Maschine ein Drehmoment in Richtung Antriebswelle eingespeist, so wird der zweite Freilauf 122 überrollt und das  
10 Drehmoment von der Welle 112 über den Planetensatz 114 zum Steg 117 und von dort über den Freilauf 120 in die Riemenscheibe 121 zur Übertragung auf die Antriebswelle geleitet. Daraus resultiert eine Übersetzung ins Langsame, wodurch die elektrische Maschine mit großer Drehzahl und entsprechend verringertem Moment die Antriebseinheit starten kann. Zur Unterstützung  
15 dieses Vorgangs kann zusätzlich eine Übersetzung ins Langsame durch die Wahl der Riemenscheibendurchmesser vorgenommen werden.

Bei einem Drehmomentfluß von der Antriebseinheit in Richtung elektrischer Maschine wird das Drehmoment von der Riemenscheibe 121 direkt über den  
20 Freilauf 122 in die Welle 112 der elektrischen Maschine eingeleitet und diese ohne Übersetzung angetrieben, die in diesem Betriebsmodus Strom erzeugen kann. Der Freilauf 120 wird dabei überrollt.

Die Figur 3 zeigt mit dem Getriebe 209 eine Abwandlung des Getriebes 109 unter Verwendung einer Kupplung 220, die über einen Elektromagneten 227 angesteuert wird, anstatt des ersten Freilaufs 120 in Figur 2.

5

Hierzu ist der Elektromagnet 227 mit dem einem ringförmigen Kern 229 umgeben, der mit dem Gehäuse 215 drehfest verbunden ist und an seinem Außenumfang eine Steckverbindung 228 aufweist, die den Elektromagneten 227 mit einer externen Stromquelle und einer Steuerleitung, die beispielsweise  
10 den Elektromagneten 227 in Abhängigkeit von der Stromrichtung an der elektrischen Maschine schließt und öffnet, versorgt. Der Kern 229 ist mittels des Lagers 231, das beidseitig mit den Sicherungsringen 230a, 230b gegen axialen Versatz gesichert ist, verdrehbar auf einem Kupplungsflansch 231 gelagert. Der Kupplungsflansch 231 ist auf der Welle 212 zentriert und mittels  
15 einer nicht gezeigten Paßfeder, die in eine Nut 212a der Welle 212 der elektrischen Maschine eingreift, dreh schlüssig verbunden.

Ein radialer ausgerichteter Teil des Kupplungsflansches 231 bildet die Anpreßplatte 231a der Kupplung 220 und trägt stirnseitig im Bereich des  
20 Außenumfangs Klauen 220a die beim Einrücken der Kupplung 220 mit den stirnseitig an der auf der Welle 212 zentrierten Druckplatte 233 vorgesehenen Klauen 220b eine kraftschlüssige Verzahnung bilden. Die Druckplatte 233 wird

während des Einrückvorgangs der Kupplung 220 bei Betätigung des Elektromagneten axial auf die Anpreßplatte 231a zubewegt, wobei währenddessen die Anpreßplatte über den Spalt 227a magnetisiert wird. Die Druckplatte wird bei Abschalten des Elektromagneten 227 über einen nicht  
5 dargestellten, axial wirkenden Kraftspeicher ausgerückt.

Im weiteren Verlauf des Kraftflusses ist die Druckplatte 233 mittels einer am Innenumfang einer axial vorstehenden Nase 233a angeprägten Verzahnung 233b axial verschiebbar und dreh Schlüssig mit dem Sonnenrad 213  
10 verbunden, das mittels eines axial ausgerichteten Flanschteils 213a, an dessen Innenumfang ein Wälzlager 212b angebracht ist, auf der Welle 212 verdrehbar gelagert. Am Außenumfang des Flanschteils 213a ist ein Zahnkranz 213b vorgesehen, der mit dem Planetensatz verzahnt ist. Die Achsen 218 für den Planetensatz sind direkt mit der Riemenscheibe 221  
15 verbunden, die somit gleichzeitig den Steg für den Planetensatz 214 bildet. Auf axialer Höhe des Planetensatzes 214 ist das Gehäuse 215 radial aufgeweitet und bildet mit einer Innenverzahnung 216 das Hohlrad des Getriebes 209.

20 Die Riemenscheibe 221 ist mittels des Lagers 219 und des Freilaufs 222, der axial mit den Sicherungsringen 221b, 221c gesichert ist, ebenfalls auf der

Welle 212 gelagert. Das Gehäuse ist gegen die Welle 212 und gegen die Riemenscheibe 221 mittel den Dichtungen 223, 224, 225 abgedichtet.

Bei geschlossener Kupplung, beispielsweise während des Startvorgangs der  
5 Antriebseinheit, wird der Freilauf 222 überrollt und über das Sonnenrad 213, den Planetensatz 214 und die Riemenscheibe die Antriebseinheit mit einer ins Langsame übersetzten Drehzahl von der elektrischen Maschine gestartet. Steigt die Drehzahl der Antriebseinheit so kann zu einem exakt definierten Zeitpunkt, beispielsweise bei der Stromumkehr an der elektrischen Maschine  
10 die Kupplung 220 ausgerückt werden und das von der Antriebseinheit ankommende Drehmoment wird über den Freilauf 222 direkt und ohne Übersetzung durch das Getriebe 209 auf die Welle 212 eingespeist und treibt die elektrische Maschine an.

15 In Figur 4 ist eine Teilansicht eines Ausführungsbeispiels betreffend ein Getriebe 309 mit einer selbsttätigen Einstellung von zwei Übersetzungsstufen in Abhängigkeit von der Drehmomentrichtung mit zwei jeweils mit einem Riemen verbundenen Riemenscheibenpaaren mit unterschiedlicher Übersetzung gezeigt, wobei nur das Getriebe 309 mit den zu den  
20 Riemenscheibenpaaren gehörigen Riemenscheiben 321, 334 dargestellt ist.



Ein ringförmiger, sich axial erstreckender Flansch 331 des Getriebes 309 ist mittels eines an seinem Innenumfang im mittleren Bereich zwischen beiden axialen Enden radial nach innen gerichteten Flansch auf der Antriebswelle 303 der Antriebseinheit mittels der Schraube 303a verbunden, wobei die

5 Drehfestigkeit zwischen Flansch 331 und Antriebswelle 303 über die Verzahnung 303b hergestellt wird. Ein erstes ringförmiges Teilstück 331b des Flansches ist axial über die Antriebswelle 303 und ein zweites Teilstück 331c ist der Antriebswelle 303 entgegengesetzt axial ausgerichtet ist, wodurch eine ringförmige Plattform am Außenumfang des Flansches 331 gebildet wird, auf

10 dem die ersten Freiläufe 322a, 322b und das axial zwischen diesen liegende und mittels den Sicherungsringen 319a gegen axialen Versatz gesicherte Wälzlager 319 angeordnet sind. Um den radial über der Antriebswelle 303 auf dem Teilstück 331b des Flansches 331 angeordneten Freilauf 322a ist ein Flanschteil 321a vorgesehen, das mit einem nach radial außen verlaufenden

15 Scheibenteil 321 im Bereich seines Außenumfangs mittels über den Umfang verteilten Ausnehmungen und den Nieten 321c ein ringscheibenförmiges Teil 321d aufnimmt, das radial außen mit einem axial entgegen der Antriebswelle 303 angeformten, ringförmigen Ansatz 321e den Riemenscheibenring 321f zur Aufnahme des Riemens mittels der Verschweißung 321g aufnimmt. Der

20 Flansch 321a und das ringscheibenförmige Teil 321d können auch einstückig ausgeführt sein. Um ein möglichst hohes Drehmoment übertragen zu können, ist auf dem Freilauf 322b, auf dem Wälzlager 319 sowie auf dem

Außenumfang des Flanschteils 321a ein weiteres Flanschteil 335 angeordnet und zentriert, das stirnseitig mit dem Flanschteil 321a mittels der annähernd gleichmäßig über den Umfang verteilten Schrauben 335a verbunden ist. An einer radial abstehenden Schulter 335 ist am Außenumfang des Flanschteils

5 335 ein Wälzlager 336 angeordnet und durch den Sicherungsring 336a gesichert, auf dem das Gehäuse 315 verdrehbar gelagert ist. Zur Sicherung des Gehäuses gegen axialen Versatz und zur Abdichtung ist an dessen Stirnseite ein Abdeckblech 315a vorgesehen, das mittels über den Umfang verteilter Schrauben 315b an einem radial nach außen verlaufenden, mit

10 entsprechenden Ausnehmungen versehenen Flanschteil 315c des Gehäuses befestigt ist und das Gehäuse an dem Wälzlager 336 axial mittels einer axial angeformten Nase 315d positioniert und das Gehäuse 315 gegen das Flanschteil 335 mittels der Dichtung 324 abdichtet. Das Gehäuse folgt zur Optimierung des Platzbedarfs der radialen Kontur der Flanschteile 335, 331

15 und ist an seinem von der Antriebswelle 303 größten Abstand axial eingezogen und bildet einen axial in Richtung Antriebswelle ausgebildeten Flansch 337, an dessen Außenumfang die Freiläufe 320a, 320b angeordnet sind, die wiederum das Flanschteil 331c des mit der Antriebswelle 303 fest verbundenen Flansches 331 aufnehmen. Mittels einer radial abstehenden

20 Schulter 315e an der im mittleren axialen Bereichs der Kontur des Gehäuses 315 ist ein Anschlag für die Riemenscheibe 334 gebildet, die aus einem ringscheibenförmigen Teil 334a, dem Riemenscheibenring 334b zur Aufnahme

des Riemens und einem Verstärkungsring 334 gebildet ist, wobei die drei Teile jeweils miteinander verschweißt sind.

Das Getriebe 309 funktioniert in der Weise, daß während eines Startvorgangs  
5 der Antriebseinheit von der elektrischen Maschine ein Drehmoment von den  
Riemenscheiben der elektrischen Maschine auf die beiden Riemen  
eingespeist wird und die beiden antriebswellenseitigen Riemenscheiben 321,  
334 mit Drehmoment beaufschlagt. Die Riemenscheibe 321 mit ihrem  
gegenüber der Riemenscheibe 334 größeren Durchmesser läßt bei  
10 angenommenem gleichen Durchmesser der Riemenscheiben der elektrischen  
Maschine eine größere Übersetzung der Drehzahlen der elektrischen  
Maschine ins Langsame zu. Über die Flanschteile 321b, 321a wird das  
Drehmoment auf den Flansch 331 und dann auf die Antriebswelle 303 geleitet,  
wobei die Freiläufe 322a, 322b geschlossen sind und die Freiläufe 320a, 320b  
15 überrollt werden.

Während des Betriebs der elektrischen Maschine als Stromgenerator werden  
die Freiläufe 322a, 322b überrollt und die Freiläufe 320a, 320b sind  
geschlossen, so daß das von der Antriebswelle 303 kommende Drehmoment  
20 über den Flansch 331, die Freiläufe 320a, 320b auf das Gehäuse 315 und von  
dort auf die Riemenscheibe 334 übertragen wird. Der kleinere Durchmesser  
der Riemenscheibe 334 liefert verglichen mit der Riemenscheibe 321 höhere

Drehzahlen an die elektrische Maschine, wobei zur Bestimmung der Übersetzungsverhältnisse die Durchmesserhältnisse der Riemenscheiben der Riemenscheibenpaare zu berücksichtigen sind, wobei beiden Übersetzungsstufen eine gleichartige Grundübersetzung zugrunde gelegt sein kann.

In der Figur 5 ist ein Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Getriebes 409 dargestellt. Es ist mittels eines Trägerflansches 438 auf der Antriebswelle 403 gelagert und mittels der Schraube 403a, die durch eine kreisförmige Öffnung 413c im Sonnenrad 413 hindurch angezogen wird. Das Gehäuse 415 ist am Gehäuse 402 der Antriebseinheit mittels eines im Querschnitt L-förmigen Flanschteils 437 zentriert und fest mit diesem mittels des Schraubenkreises 402a verbunden. Der sich axial erstreckende Schenkel 437a wird in eine entsprechende Ausnehmung des Gehäuses 415 gesteckt und mittels einer Verzahnung 437b dreh Schlüssig mit diesem verbunden.

Das Gehäuse 415 ist aus den Gehäuseteilen 415a, 415b, 415c verschweißt – kann jedoch wie die übrigen Bauteile ebenfalls aus einteiligen mittels Umformungstechniken hergestellten Teilen hergestellt sein – und schließt eine Kammer 445 ein, in der die Dämpfungseinrichtung 439 und der Tilger 440 sowie das aus Sonnenrad 413, den Planetenrädern 414 und dem axial

verschiebbaren, verdrehbaren Hohlrad 416 bestehende Planetengetriebe 409a untergebracht sind.

Auf dem Außenumfang des Flanschteils 415a ist gegen eine vom Gehäuseteil  
5 415b und dem Flanschteil 415a radial ausgebildete Schulter 415d ein  
Wälzlager 419 angeordnet, das axial ohne Spiel an einem verlängerten, am  
Flanschteil 415a zentrierten Schenkel eines im Querschnitt U-förmigen zum  
Wälzlager 419 hin offenen Rings 419a, der mittels eines Sicherungsringes 419b  
gegen axialen Versatz gesichert ist, fixiert ist. Auf dem Wälzlager 419 ist der  
10 Kontur des Gehäuses 415 unter Bildung eines minimierten Spalts 441 folgend  
der Riemenscheibenkäfig 442, bestehend aus dem L-förmigen Flansch 442,  
dem Riemenscheibe 421, dem Zwischenring 443 und dem Scheibenteil 444,  
verdrehbar zum Gehäuse 415 angeordnet und axial gegen Versatz durch die  
nach radial innen gerichtete Nase 442b am Flanschteil 442a und den  
15 Sicherungsring 419c gesichert. Der L-förmige Flansch 442a trägt am  
Außenumfang des radial nach außen gerichteten Flanschteils die mit ihm  
verschweißte Riemenscheibe 421, die als ringförmiges Bauteil ausgeführt ist.  
Im Anschluß an die Riemenscheibe 421 ist mit dieser axial ein Zwischenring  
443 verschweißt, mit dem das Scheibenteil 444 mittels den Schrauben 444a  
20 verschraubt ist. Das Scheibenteil 444 weist an seinem Innenumfang eine  
beidseitige Verstärkung 444b in axiale Richtung auf, in die über den Umfang  
verteilte Gewindebohrungen zur Verschraubung des Sonnenrads 413 auf, das

hierfür einen radial nach außen gerichteten Flansch 413a mit dem entsprechenden Lochkreis zur Aufnahme der Schrauben 413b aufweist, geschnitten sind, wodurch eine drehfeste Verbindung und Abdichtung zwischen dem Sonnenrad 413 und dem Scheibenteil 444 resultiert.

5

Der Steg 417 des Planetengetriebes 409a nimmt die Planetenräder 414 mittels der Achsen 418 und den zwischengelegten Gleitlagern 414a, 414b auf und ist auf einem axial ausgerichteten Vorsprung 438a des auf der Antriebswelle 403 angeordneten Trägerflansches 438 mittels des axial durch die radial hervorstehende Schulter 438b und durch den Sicherungsring 436a axial festgelegten Wälzlagers 436 verdrehbar gelagert. Am Außenumfang des Stegs 417 ist mittels der Verzahnung 446 ein Formschluß zu der Dämpfungseinrichtung 439 vorgesehen.

15

Das Funktionsprinzip des zwei Übersetzungsstufen aufweisenden Getriebes 409 sieht eine Übersetzung der von der elektrischen Maschine auf die Riemenscheibe 421 übertragenen Drehzahl, beispielsweise während des Startvorgangs ins Langsame vor – bei Zugrundelegung der vorhandenen Geometrie 1:5. Hierzu wird das Drehmoment von der Riemenscheibe 421 über das Scheibenteil 444 auf das Sonnenrad 413 übertragen. Das Sonnenrad 413 treibt über die Schrägverzahnung 413e die - vorzugsweise drei - Planetenräder 413 an. Der Steg 417 wird durch die Antriebswelle 403 über die

20

Dämpfungseinrichtung 439 geblockt, so daß über die Schrägverzahnung 416a, deren Steigung so gewählt ist, daß das Hohlrad 416 mit einer kleineren als die entgegenhaltende Kraft der Antriebswelle 403 axial und gegen das zur Steuerung des Lastreibmoments vorgesehene, zwischen dem axial

5 ausgerichteten Flanschteil 417a des Stegs 417 und dem Hohlrad 416 wirksame, dreiteilige Gleitlager 449 mit dem radial wirkenden Federring 449a verschoben wird, das Hohlrad 416 axial von der Antriebswelle 403 weg bewegt und mittels der Klauen 416a, 415d am Hohlrad 416 und am Gehäuse 415 einen Formschluß bildet. Zur Sicherung gegen zu starkes Auslenken des

10 Hohlrads ist an der Stirnseite der Klauen 415d ein Sicherungsring 415e in das Gehäuseteil 415c eingeschnappt. Über den Formschluß ist das Hohlrad 416 fest mit dem Gehäuse 415 verbunden, so daß die Antriebswelle mit der entsprechenden Übersetzung des Planetengetriebes 409a über den Weg der Verzahnung 446 in das Eingangsteil 447 mit Beaufschlagungseinrichtungen

15 für die Kraftspeicher 448 zum Ausgangsteil 438c, in dem zur Aufnahme und Beaufschlagung der Kraftspeicher Taschen 438d ausgeformt sind, wodurch Eingangsteil 447 und Ausgangsteil 438c entgegen der Wirkung des zumindest einen, sich zumindest teilweise über den Umfang erstreckenden Kraftspeichers 448 zur Dämpfung von im Antriebsstrang auftretenden

20 Drehungleichförmigkeiten relativ gegeneinander verdrehbar sind. Vom Ausgangsteil 438c wird das Drehmoment über den Trägerflansch 438 an die

Antriebswelle 403 weitergeleitet, wodurch die Antriebseinheit mit gegenüber der elektrischen Maschine verminderter Drehzahl gestartet wird.

Parallel zur Dämpfungseinrichtung 439 ist ein Tilger 440 zur Tilgung von  
5 Drehungleichförmigkeiten mittels eines ringförmigen Masseteils 440, in das  
zumindest eine Tasche 440b zur Aufnahme und Beaufschlagung von  
zumindest einem Kraftspeicher 440c, der sich zumindest teilweise über den  
Umfang erstreckt und gegen dessen Wirkung das Masseteil 440 gegen das mit  
dem Trägerflansch 438 verbundene, beispielsweise verschweißte,  
10 Eingangsteil 438d relativ verdrehbar ist, eingeprägt ist.

Kehrt sich nach dem Startvorgang das Drehmoment und treibt die  
Antriebswelle 403 an, so wird der Steg 417 entgegen des Trägheitsmoments  
der elektrischen Maschine bewegt und das Hohlrad weicht infolge des über die  
15 Schrägverzahnung 416a anliegende Moments axial in Richtung Antriebswelle  
aus. Zur Bildung eines Formschlusses mit dem Steg 417 sind an der diesem  
zugewandten Stirnseite Klauen 416c vorgesehen, die in entsprechende,  
fensterförmige Ausnehmungen 417b des Stegs 417 eingreifen.

20 Zum Schutz der Klauen 416c vor Zerstörung, da die Umschaltung in diesen  
Formschluß bereits bei laufendem Steg 417 und annähernd stehendem  
Hohlrad 416 erfolgt, ist ein Sperring 450 vorgesehen, der mit dem Hohlrad 416



über einen konischen Reibschluß an seinem Außenumfang in Verbindung steht und mit einer radial nach innen gerichteten Nase 450a an ihrem Innendurchmesser in eine entsprechende Nut des Stegs 417 mit Spiel eingehängt ist. Bei annähernd gleicher Drehzahl zwischen Hohlrad 416 und

5 Steg 417 greifen - bewirkt durch das an der Schrägverzahnung 416a anliegende Moment – die Zähne der axial ausgerichteten Verzahnung 450b des Sperrings 450 in den Lochkreis 416d des Hohlrads entgegen der Kraft des rückstellenden, axial wirkenden Kraftspeichers 450c ein und geben dadurch den Weg für die Ausbildung des Formschlusses zwischen den Klauen 416c,

10 417b frei. Bei Umkehr des Drehmomentflusses wird die Verzahnung zwischen den Teilen 450b, 416d durch axiale Beabstandung von Sperring 450 und Steg 417 mittels des Kraftspeichers 450c wieder gelöst.

Nach der Ausbildung des Formschlusses mittels der Klauen 416c und der

15 Ausnehmungen 417b läuft der Steg 417 direkt mit dem Planetensatz um, da das Hohlrad 416 mit dem Steg verblockt ist und Drehmomentfluß verläuft ohne Übersetzung über die Achsen 418 und dem Planetensatz 414 zum Sonnenrad 413 und wird von dort über das Scheibenteil 444 zur Riemenscheibe 421, die über den Riemen die elektrische Maschine speist.

20

Um die elektrische Maschine als booster, also zur Unterstützung der Antriebseinheit, oder als alleinige Antriebsquelle für das Kraftfahrzeug nutzen

zu können, ist es wünschenswert, bei größeren Drehzahlen als die der Startdrehzahl die erneute Umschaltung auf die Startübersetzung bei Drehmomentfluß von der elektrischen Maschine zu blockieren. Hierzu wird eine Fliehkrafteinrichtung, bestehend aus über den Umfang verteilten, in

5 Ausnehmungen 451 am Außenumfang des Stegs 416 versenkten Kugeln, Ringsegmenten oder Stiften 452, die unter Fliehkraft in entsprechende Ausnehmungen 453 im Hohlrad eingreifen und bei höheren Drehzahlen Steg 416 und Hohlrad 417 fest miteinander verbunden. Kommt die Antriebseinheit zum Stillstand können bei einem erneuten Startvorgang die Kugeln 452 wieder

10 annähernd kraftfrei in die Ausnehmungen 449 gedrängt werden. Zum Ablauf des Vorgangs können die Ränder der Ausnehmungen 449, 453 entsprechend ausgeformt sein, beispielsweise können in axiale und in Umfangsrichtung entsprechend auslaufende Profile vorgesehen sein oder die Kugeln können über kleine Federn zurück gedrückt werden.

15 In Figur 6 ist ein der Funktionsweise und dem Aufbau dem Ausführungsbeispiel des Getriebes 409 in Figur 5 entsprechendes Getriebe 509 in Teilansicht mit den nachfolgend beschriebenen, sich unterscheidenden Merkmalen dargestellt.

20

Das Getriebe 509 ist nicht mit dem Gehäuse 515 an der Antriebseinheit verschraubt, sondern statisch undefiniert ausgestaltet, das heißt, daß das

Abstützmoment des Gehäuses 515 mittels eines sich radial erstreckenden, entlang der durch die nicht dargestellte Riemenscheibe der elektrischen Maschine und die Riemenscheibe 521 aufgespannten Riemenscheibenebene angeordneten Hebels 554 am - hier nur angedeuteten - Riemen 555 abstützt, 5 wodurch eine Änderung des Gehäuses der Antriebseinheit entfällt und das Getriebe 509 ohne weitere Änderungen der Bauform der Antriebseinheit eingesetzt werden kann. Hierzu ist am radial außen befindlichen Ende des Hebels 554 eine axial verstärkte Durchführung 556 für eine Riemenspanneinrichtung 559 mittels einer Welle 556a vorgesehen, die mittels 10 des Lagers 556b eine zur Welle 556a verdrehbare Spannrolle 557 aufnimmt. Die Spannrolle 557 stützt sich je nach Drehmomentrichtung mit einem zum anliegenden Drehmoment proportionalen Abstützmoment an einer der beiden Riemenseiten des Riemen 555 ab, so daß der Riemen 555 bei kleinen anliegenden Drehmomenten weniger belastet und dadurch seine und die Lebensdauer der Lager 519, 558 verlängert wird. Der Hebel 554 ist mit dem Gehäuse 515 mittels eines an seinem Ende, axial in Richtung Gehäuse 515 angeformten Rings 554a mit einer Innenverzahnung 554b auf einem axialen Vorsprung 515a mit einer Außenverzahnung 515b drehfest und mittels des Sicherungs rings 515c axial spielfrei verbunden. Zur Verhinderung der Neigung 15 des Gehäuses 515 aus der Rotationsachse der Antriebseinheit ist dem ersten Wälzlager 519 zwischen dem mit der Antriebswelle 503 verzahnten Trägerflansch 538 und dem Gehäuse 515 ein weiteres Wälzlager 558

vorgesehen, das das Gehäuse gegen den Riemenscheibenkäfig 543 verdrehbar abstützt. Beide Wälzlager 519, 558 sind zur Vermeidung von belastenden Kippmomenten innerhalb der Riemenscheibenebene RE angeordnet. Nach dem erfinderischen Gedanken können an allen

5 Ausführungsbeispielen weitere Nebenaggregate im Riementrieb eingeschlossen sein, so daß in diesem Fall auch die Lager dieser durch den optimierten Kippmomentverlauf geschont werden. Eine Vorspannung des Riemens 555 sorgt für dessen einwandfreie Funktion.

10 In Figuren 7 ist ein Ausführungsbeispiel für einen Riementrieb 759 skizzenhaft dargestellt. Hierbei ist an dem mit dem Getriebegehäuse 715 verbundenen Hebel 754 ein Kraftspeicher 761 befestigt, der beide Spannrollen 757a, 757b miteinander direkt verbindet, wobei der Kraftspeicher 761 auf beide Spannrollen 757a, 757b eine Zugkraft ausübt. Zwischen den Spannrollen 757a, 757b und dem Kraftspeicher 761 verläuft jeweils ein Teilstrang des Riemens 755, so daß der die beiden Riemenscheiben 762, 721 mit den auf der elektrischen Maschine beziehungsweise auf der Antriebswelle angeordneten Riemenscheibenachsen 703, 762a verbindende Riemen 755 auf beiden Seiten gegen die Kraft des Kraftspeichers 761 vorgespannt wird. Bei Bedarf können

20 in den Riementrieb 659 sowie in jede weitere Ausführungsform von Wirkverbindungen zwischen Antriebswelle und Welle der elektrischen Maschine zusätzliche Nebenaggregate aufgenommen werden.

Das Ausführungsbeispiel eines Getriebes 809 in Figur 8 weist zwei verschiedene Achsen 803a, 865 der Antriebswelle 803 und der Riemenscheibe 821 mit dem Abstand d auf. Die Riemenscheibe 821 ist radial nach innen abfolgend aus der Riemenfläche 821a, einem L-förmigen Flansch 821b, einem zur Aufnahme des Planetengetriebes 809a auf radialer Höhe der Antriebswelle 803 axial ausgeformten Scheibenteil 821c sowie einem um die Achse 865 angeordneten Stumpf 821d mit einer Außenverzahnung 821e aufgebaut, wobei die Teile untereinander verschweißt sind. Das Zahnrad 813 ist mittels einer Innenverzahnung 813a dreh Schlüssig mit dem Stumpf 821d verbunden und mittels der Schraube 813b mit diesem verschraubt. Die verdrehbare Lagerung des Zahnrads 813 mittels dem Wälzlager 813c und damit der Riemenscheibe 821 erfolgt auf dem Gehäuse 815, das das Zahnrad 813 umfangsseitig umgibt, außerdem ist eine Abdichtung mittels der Dichtung 830 vorgesehen. Das Zahnrad 813 ist mit einem weiteren Zahnrad 866 verzahnt, das den Abstand d kompensiert und für das um die Achse 803a der Antriebswelle 803 angeordnete Planetengetriebe 809a das Sonnenrad bildet, wobei um dieses Sonnenrad 866 die mittels der Achsen 818 auf dem Steg 817 aufgenommenen Planetenräder 814 angeordnet sind und das Gehäuse 815, bestehend aus den Teilen 815a, 815b, mittels einer Innenverzahnung 816 das Hohlrad bildet. Das Gehäuse 815 ist mittels den axial festgelegten und abgedichteten Wälzlager 819, 836 auf dem mit der Antriebswelle 803

verzahnten und verschraubten Trägerflansch 838 einerseits und auf einem axial ausgebildeten Vorsprung 866a des Sonnenrads 866, das seinerseits mittels zwei am Außenumfang eines L-förmigen Flansches 866b gleichsinnig zur Erhöhung des übertragbaren Drehmoments angeordneten Freiläufen 820, 5 die am Innenumfang eines axialen, von der Antriebswelle 803 abgewandten Vorsprungs 838a des Trägerflansches 838 angebracht sind, gelagert. Weiterhin ist auf dem Außenumfang des Trägerflansches 838 über einen zweiten, dreiteiligen Freilauf 822 der Steg 817 gelagert, so daß sich folgenden Funktionsweise des Getriebes 809 ergibt:

- 10 Liegt ein Drehmoment an der Antriebswelle 803 an, so dreht sich die Achse 803 und dreht das Sonnenrad 866 infolge des in dieser Richtung schließenden Freilaufs 820, wobei der Freilauf 822 überrollt wird. Das Drehmoment wird auf das Zahnrad 813 übertragen und an die Riemenscheibe 821 zum Antrieb der elektrischen Maschine weitergeleitet. Dabei dreht sich die
- 15 Riemenscheibenachse 865 so lang um die Achse 803a der Antriebswelle 803 bis das Abstützdrehmoment von dem sich dabei spannenden Riemen entgegengehalten wird. Dabei ist darauf zu achten, daß der Abstand des Achsversatzes zwischen den Achsen 803a, 865 groß genug ist, daß bei einer vorgegeben Spannung des Riemens in Abhängigkeit von dessen Reibkräften
- 20 an der Reibfläche 821a die Achse 865 nicht durchrutscht und eine ganze Umdrehung um die Achse 803a ausführt, was bei Abständen  $d > 10\text{mm}$  bei Normalbedingungen ausgeschlossen werden kann. Der obere Wert für den

Abstand d ist von den Einbaumaßen des Getriebes 809 vorgegeben und dürfte 250mm nicht überschreiten.

Wird das Drehmoment von der elektrischen Maschine über die Riemenscheibe  
5 821 eingeleitet dreht sich das Getriebe 809 um die Achse 803a bis zum Erreichen des notwendigen Abstützmoments an der gegenüberliegenden Seite des Riemens. Daraufhin wird das Drehmoment vom Zahnrad 813 an das Sonnenrad 866 übertragen, das bei offenem Freilauf 820 die Planetenräder 814 antreibt, und mit der dabei entstehenden Drehzahlminderung wird das  
10 Drehmoment über den Steg 817 und über den geschlossenen Freilauf 822 über den Trägerflansch 838 auf die Antriebswelle 803 zum Starten der Antriebseinheit geleitet.

In Figur 9 ist ein Ausführungsbeispiel eines Getriebes 909 mit einem  
15 Achsversatz zwischen der Achse der Antriebswelle 903 und der Achse 965 der Riemenscheibe 921 mit zwei Zahnradpaaren 967, 968 und zwei Freiläufen 920, 922 zur Einstellung der selbsttätigen Übersetzung skizzenhaft dargestellt.

Die ersten Zahnräder 967a, 968a der Zahnradpaare 967, 968 sind drehfest auf  
20 der Riemenscheibenachse 965 angeordnet, die zweiten Zahnräder 967b, 968b sind auf den einander bezüglich der Überrollrichtung entgegengesetzten

Freiläufen 920, 922, die auf der Antriebswelle 903 angeordnet sind, gelagert. Das Gehäuse 915 umgibt das Getriebe 909 und ist auf der Achsen 903 mittels den Wälzlagern 936a, 936b gelagert.

- 5 Beim Startvorgang ist der Freilauf 920 geschlossen und der Freilauf 922 wird überrollt, so daß eine Übersetzung der Drehzahl der elektrischen Maschine ins Langsame erfolgt. Beim Generatorbetrieb ist der Freilauf 922 geschlossen und der Freilauf 920 wird zur Ausbildung einer kleineren Übersetzung überrollt. Wie unter der Figur 8 beschrieben stützt sich das Gehäuse am Riemen ab, so
- 10 daß eine Montage am Gehäuse der Antriebseinheit entfallen kann.

- Das in Figur 10 im Schnitt dargestellte Getriebe 1009 ist unmittelbar von einer elektrischen Starter- Generatormaschine getragen. Hierfür ist das Verbindungsteil 1038 in Form einer Hülse 1038 mit der Welle 1012 der nicht
- 15 näher dargestellten elektrischen Maschine verbunden. Diese Verbindung erfolgt einerseits über eine formschlüssige Verbindung 1003d zur Drehmomentübertragung und andererseits mittels einer Schraubverbindung 1003a zur axialen Fixierung.

- 20 Das Getriebe 1009 besitzt ein Gehäuse 1010, welches die verschiedenen Getriebeelemente wie insbesondere das Hohlrad 1016, die Planetenräder



1014, den Planetenträger 1017, das Sonnenrad 1018 sowie verschiedene Betätigungs- bzw. Schaltelemente aufnimmt.

Das Gehäuse 1010 ist gegenüber dem Verbindungsteil 1038 verdrehbar  
5 gelagert, und zwar hier über eine Wälzlagerung 1019, die ein Kugellager  
umfaßt. Das Gehäuse 1010 umfaßt ein ringförmiges Bauteil 1020, das im  
Querschnitt winkelförmig ausgebildet ist und mit einem zweiten Gehäuseteil  
1021, hier mittels Schrauben, fest verbunden ist. Das Gehäuseteil 1020 trägt  
10 Profilierungen 1022, vorzugsweise für ein endloses Übertragungsmittel, wie  
insbesondere einen Zahnriemen. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel  
sind die Profilierungen 1022 unmittelbar von dem Gehäusebauteil 1020  
gebildet.

Das Planetengetriebe 1009 besitzt mit einer Schrägverzahnung versehene  
15 Zahnräder 1014, 1016, 1018. Das Hohlrad 1016 ist axial verschiebbar im  
Gehäuse 1010 aufgenommen. Weiterhin ist das Hohlrad 1016 gegenüber dem  
Sonnenrad 1018 verdrehbar gelagert. Bei dem dargestellten  
Ausführungsbeispiel ist das Sonnenrad 1018 unmittelbar durch das nabenartig  
ausgebildete Verbindungsteil 1038 gebildet. Auf dem Verbindungsteil 1038 ist  
20 auch unmittelbar das Kugellager der Lagerung 1019 aufgenommen.

Das eine Riemenscheibe bildende Gehäuseteil 1020 ist hier über Schraubverbindungen 1023 mit dem Planetenträger 1017 fest verbunden. Das axial verlagerbare Hohlrad 1016 ist über einen Kugelrampenmechanismus 1024 mit einem sich um die Welle 1012 erstreckenden ringförmigen Bauteil 1025 antriebsmäßig verbunden. Zwischen dem Hohlrad 1016 und dem ringförmigen Bauteil 1025 ist ein Energiespeicher in Form einer Wellfeder axial verspannt. Das ringförmige Bauteil 1025 ist im Gehäuse 1010 - hier an dem Gehäuseteil 1021 - über eine Lagerung 1027 verdrehbar aufgenommen. Über die Lagerung 1027 ist das ringförmige Bauteil 125 gegenüber dem Gehäuse 1010 auch in axialer Richtung festgelegt. Über die Lagerung 1027, welche hier ein Kugellager umfaßt, können Axialkräfte abgefangen werden, die wie im folgenden noch näher erläutert durch den Kugelrampenmechanismus 1024 erzeugt werden. Das ringförmige Bauteil 1025 bildet radial innen einen axialen ringförmigen Ansatz 1028, der eine Kupplungsscheibe 1029 trägt. Zumindest die Reibbereiche 1030 der Kupplungsscheibe 1029 sind begrenzt axial verlagerbar. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist hierfür zwischen der Kupplungsscheibe 1029 und dem axialen Ansatz 1028 eine Verbindung mittels einer axialen Verzahnung 1031 vorgesehen. Die Reibbereiche 1030 könnten jedoch auch mittels membranartiger beziehungsweise blattfederartiger Mittel, welche die gewünschte axiale Verlagerung ermöglichen, mit dem ringförmigen Bauteil 1025 verbunden sein. Die Kupplungsscheibe 1029 ist Bestandteil eines Brems- bzw.

Kupplungsaggregates 1031, das beispielsweise als elektromagnetische Bremse beziehungsweise Kupplung ausgebildet sein kann. In Figur 10 ist ein Elektromagnet schematisch dargestellt und mit 1032 gekennzeichnet.

5 Wie bereits erwähnt, ist das Hohlrad 1016 axial verlagerbar, so daß es aufgrund der Schrägverzahnung des Getriebes 1009 und in Abhängigkeit der Drehmomentübertragungsrichtung nach rechts oder nach links axial verlagert werden kann. Die Richtung der axialen Kraftkomponente, welche auf das Hohlrad 1016 einwirkt, ist also abhängig von der  
10 Drehmomentübertragungsrichtung, die im Start- und Generatorbetrieb unterschiedlich ist.

Das Hohlrad 1016 ist mit dem Gehäuse 1010 über eine Kupplung 1033 drehfest verbindbar. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist die  
15 Kupplung 1033 als axiale Klauenkupplung ausgebildet, wobei die Klauen in Umfangsrichtung eine sägezahnähnliche Ausgestaltung besitzen können. Durch die sägezahnartige Ausgestaltung der die Klauenkupplung 1033 bildenden Profilierungen kann ebenfalls in Abhängigkeit der auf das Hohlrad 1016 ausgeübten Drehmomentübertragungsrichtung eine Verschiebekraft auf  
20 das Hohlrad 1016 ausgeübt werden. Weiterhin kann dadurch bewirkt werden, daß die Kupplung 1033 in die eine Relativverdrehrichtung zwischen dem

Gehäuse 1010 und dem Hohlrad 1016 freilaufähnlich wirkt, wohingegen in die andere Relativverdrehrichtung zwischen den entsprechenden Bauteilen eine formschlüssige Übertragung des Drehmomentes erfolgen kann. Bei geschlossener Kupplung 1033 ist somit das Hohlrad 1016 zumindest in einer

5 Relativverdrehrichtung gegenüber dem Gehäuse 1010 beziehungsweise mit dem Planetenträger 1014 drehfest also antriebsmäßig verbunden, wodurch das Planetengetriebe kurzgeschlossen wird. Somit ist zwischen der Zwischenwelle 1012 und dem Gehäuse 1010 ein Übersetzungsverhältnis  $i = 1$  vorhanden. Vorzugsweise ist das Getriebe 1009 derart ausgebildet, daß

10 dieses Übersetzungsverhältnis  $i = 1$  bei Betrieb der mit dem Getriebe 1009 über die Welle 1012 gekoppelte elektrische Maschine als Generator vorhanden ist, wobei in diesem Betriebszustand die Kupplung 1031 offen ist.

Das Getriebe 1009 umfaßt weiterhin einen Sperring 1034, der zumindest eine

15 gewisse Synchronisation zwischen dem Hohlrad 1016 und dem Planetenträger 1017 ermöglicht, bevor die Profilierungen der Kupplung 1033, welche einerseits vom Hohlrad 1016 und andererseits vom Planetenträger 1017 getragen werden, in Eingriff bringbar sind. Ein Teil der zur Schließung der Kupplung 1033 erforderlichen Axialkraft kann über den Energiespeicher

20 beziehungsweise die Wellfeder 1026 aufgebracht werden. Die Schrägverzahnung der Zahnräder 1014, 1016, 1018 ist vorzugsweise derart ausgerichtet, daß bei einer Drehmomentübertragung des mit dem Getriebe

1009 antriebsmäßig verbundenen Antriebsmotors - wie insbesondere Brennkraftmaschine eines Fahrzeuges - auf die elektrische Maschine (das bedeutet also bei Generatorbetrieb der über die Welle 1012 mit dem Getriebe 1009 verbundenen elektrischen Maschine) eine zusätzliche Axialkraft auf das

5 Hohlrad 1016 in Richtung nach links, also in Schließrichtung der Kupplung 1033 erzeugt wird, wodurch das Planetengetriebe 1009 verriegelt wird. In diesem Zustand läuft das ringförmige Bauteil 1025 sowie die damit verbundene Kupplungsscheibe 1029 leer mit. Die über den Kugelrampenmechanismus 1024 auf das ringförmige Bauteil 1025 erzeugte

10 Axialkraft wird durch die Lagerung 1027 axial abgefangen.

Durch Schließen des Kupplungsaggregates beziehungsweise der Bremse 1031 wird das ringförmige Bauteil 1025 gegen Verdrehung gesichert, so daß bei Generatorbetrieb der elektrischen Maschine eine Axialkraft durch die

15 Schrägverzahnung des Getriebes 1009 auf das Hohlrad 1016, welche nach rechts gerichtet ist, ausgeübt wird. Das Kupplungsaggregat 1031 und der Rampenmechanismus 1024 müssen somit ein Moment abfangen bzw. abstützen, das in die entgegengesetzte Richtung gerichtet ist gegenüber der Richtung beim Betrieb der elektrischen Maschine als Starter. Der

20 Rampenmechanismus 1024 ist derart ausgebildet, daß er das Hohlrad 1016 während des Bremsvorganges mittels des Kupplungsaggregates 1031 aus der linken Position gegen die Kraft des Energiespeichers 1026 zunächst axial

nach rechts verschiebt und dann gegenüber dem Bauteil 1025 positioniert beziehungsweise festhält. Das bedeutet also, daß die Kupplung 1033 dadurch freigegeben wird, wodurch die Übersetzungsfunktion des Getriebes 1009 gegeben ist. Durch Öffnen des Kupplungsaggregates 1031 kann das Hohlrad 1016 infolge des anstehenden Drehmomentes im Riementrieb beschleunigt werden und dabei gleichzeitig durch den axial wirksamen Energiespeicher 1026 in Richtung nach links verlagert werden, so daß, nachdem zumindest annähernd eine Synchronisierung zwischen der Drehzahl des Hohlrades 1016 und dem Planetenträger 1017 vorhanden ist, die Kupplung wieder geschlossen und somit die Übersetzungsfunktion des Getriebes 1009 überbrückt werden kann. Somit besitzt das Getriebe 1009 wieder die kleinere Übersetzung  $i = 1$ . Die Übersetzung bei freigegebenem Getriebe 1009 kann in vorteilhafter Weise in der Größenordnung von 1,5 bis 5 liegen, vorzugsweise in der Größenordnung von 2 bis 4.

Das Kupplungsaggregat beziehungsweise die Bremse 1031 wird in vorteilhafter Weise durch das hier schematisch dargestellte Gehäuse 1035 der die Welle 1012 aufweisenden elektrischen Starter – Generatormaschine getragen. Die Welle 1012 ist vorzugsweise unmittelbar mit dem Rotor der elektrischen Maschine verbunden beziehungsweise trägt diesen Rotor.

Die in Figur 11 dargestellte Ausführungsform einer elektrischen Starter-  
Generatormaschine 1100 besitzt ebenfalls eine Riemenscheibe 1122 mit  
Profilierungen 1122a. Auch bei diesem Ausführungsbeispiel bildet die  
Riemenscheibe 1122 ein Bestandteil eines Gehäuses 1110, in dem ein  
5 Planetengetriebe 1109a aufgenommen ist. Das Planetengetriebe 1109a besitzt  
ein Verbindungsteil 1138, das mit der Welle 1112 der elektrischen Maschine in  
ähnlicher Weise wie das Teil 1038 mit der Welle 1012 fest verbunden ist. Das  
als Hülse ausgebildete Verbindungsteil 1038 trägt ein Sonnenrad 1118, das  
hier einstückig mit dem Teil 1138 ausgebildet ist. Der Planetenträger 1117 ist  
10 hier ebenfalls einstückig mit der Riemenscheibe 1122 ausgebildet. Das im  
Gehäuse 1110 verdrehbar gelagerte Hohlrad 1116 ist mit einer  
Kupplungsscheibe 1129 verbunden, die Bestandteil eines  
Kupplungsaggregates 1131 ist, welche in Abhängigkeit von bestimmten  
Betriebszuständen der mit der Riemenscheibe 1122 antriebsmäßig  
15 verbundenen Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeuges schaltbar ist. In  
einfacher Weise kann das Kupplungsaggregat 1131 durch eine  
elektromagnetische Kupplung beziehungsweise Bremse gebildet sein,  
beziehungsweise eine solche aufweisen. Die Verzahnung des zumindest das  
Hohlrad 1116, das Sonnenrad 1118 und die Planetenräder 1114 aufweisenden  
20 Getriebes 1109a ist vorzugsweise als Geradverzahnung ausgebildet.

Die Riemenscheibe 1122 ist gegenüber dem Verbindungsteil 1138 über einen Freilauf 1133 verdrehbar gelagert. Der Freilauf 1133 übernimmt im wesentlichen die Funktion der Kupplung 1033 gemäß Figur 10. Die Ausführungsform gemäß Figur 11 hat den Vorteil, daß im Getriebe keine  
5 Axialkräfte entstehen und kein Rampenmechanismus, wie bei der Ausführungsform gemäß Figur 10 erforderlich ist.

Beim Starten wird die Kupplung 1131 geschlossen, wodurch das Hohlrad 1116 unverdrehbar festgehalten wird. Durch die Abbremsung der Kupplungsscheibe  
10 1129 wird die größere Übersetzung des Getriebes 1109a erzielt. Das Getriebe 1109a ist derart aufgebaut, daß bei abgebremstem Hohlrad 1116 der zwischen dem Sonnenrad 1118 und dem Planetenträger 1117 wirkungsmäßig angeordneter Freilauf 1133 überholt wird bei Betrieb der mit der Welle 1112 verbundenen elektrischen Maschine als Anlasser für die Brennkraftmaschine.  
15 Sobald die Brennkraftmaschine anspringt und eine entsprechende Drehzahl besitzt, kehrt sich die Drehmomentübertragungsrichtung um. Das bedeutet also, daß dann die mit der Welle 1112 verbundene elektrische Maschine von der Brennkraftmaschine angetrieben wird. Wenn in diesem Zustand das Hohlrad 1116 beziehungsweise die Kupplungsscheibe 1129 weiterhin gegen  
20 Verdrehung festgehalten wird, ist die größere Übersetzung des Planetengetriebes 1109a für den Generatorbetrieb vorhanden. Wird das Hohlrad 1116 beziehungsweise die Kupplungsscheibe 1129 freigegeben, so



können diese sich praktisch frei drehen und es kann im Generatorbetrieb keine Antriebsleistung von der Riemenscheibe 1122 auf die Welle 1112 mittels der Zahnräder des Planetengetriebes 1109a übertragen werden, wodurch dann der Freilauf 1133 blockiert und die Riemenscheibe 1122 mit der Welle  
5 1112 synchron dreht. Bei abgebremstem Hohlrad 1116 dreht im Generatorbetrieb die Welle 1112 schneller als das Bauteil 1122, so daß dann die Freilauffunktion des Freilaufes 1133 wirksam ist.

Das in Figur 12 und 13 dargestellte Getriebe 1200 für eine elektrische Starter  
10 – Generatormaschine ist in ähnlicher Weise, wie dies in Zusammenhang mit den Figuren 10 und 11 beschrieben wurde, mit der Welle 1212 des Rotors der elektrischen Maschine antriebsmäßig verbunden. Die Riemenscheibe 1222 ist mit dem Planetenträger 1217 und die Welle 1212 mit dem Sonnenrad 1218 verbunden. Das die Planetenräder 1214 den Planetenträger 1217 und das  
15 Sonnenrad 1218 umfassende Planetengetriebe besitzt eine Schrägverzahnung, über die das Hohlrad 1216 bei einer entsprechenden Drehmomentübertragung axial verlagerbar ist, um die verschiedenen Stufen des Getriebes 1200 in Abhängigkeit der vorhandenen Drehmomentübertragungsrichtung zu schalten.

Das Hohlrad 1216 ist axial verlagerbar gegenüber einem Bauteil 1238, das über eine Bremse 1231 gegen Verdrehung festgehalten werden kann, die in ähnlicher Weise wie die Bremse 1031 wirkt.

- 5 Die Zahnräder des Planetensatzes 1214, 1216, 1218 sind schräg verzahnt. Der Schrägungswinkel ist so gewählt, daß das Hohlrad 1216 durch die im Bereich der Zähne erzeugten Kräfte in axialer Richtung verschoben werden kann. Treibt die Welle 1212 das Hohlrad 1218 an und wird die Kurbelwelle der Brennkraftmaschine über den Planetenträger 1217 angetrieben, so wird das
- 10 Hohlrad 1216 durch die Schrägverzahnung nach links (Fig. 12) geschoben und stetig an das stehende äußere Bauteil 1238 gedrückt. Das entstehende Abstützmoment wird an der Kontaktfläche durch Formschluß 1233, zum Beispiel über Hirtverzahnung, Klauen usw. und/oder Kraftfluß (Reibung) übertragen. Da das Hohlrad 1216 festgehalten wird, weil in diesem
- 15 Betriebszustand das Bauteil 1238 durch die Bremse 1231 drehfest gehalten ist, entsteht durch diese Anordnung die größte Übersetzung ins Langsame, die den Start der Brennkraftmaschine über die Scheibe 1222 ermöglicht. Werden die Scheibe 1222 beziehungsweise der Planetenträger 1217 durch die Kurbelwelle und somit die Wellen 1212 durch das Sonnenrad 1218
- 20 angetrieben, so kehrt sich die Kraftrichtung am Hohlrad 1216 um. Dadurch wird es nach rechts geschoben und gegen den Planetenträger 1217 gedrückt. Die Verbindung zwischen dem Hohlrad 1216 und dem stehenden Bauteil 1238

wird unterbrochen und es entsteht eine andere Verbindung durch Kraft und/oder Formschluß 1235 (siehe Figur 13) zwischen dem Planetenträger 1217 und dem Hohlrad 1216. Der Planetensatz wird dadurch verblockt und das Sonnenrad 1218, der Planetenträger 1217, die Planetenräder 1214 und das Hohlrad 1216 drehen mit der Welle 1212 zusammen als eine starre Einheit. So entsteht eine direkte Übersetzung von 1 für den Generatorbetrieb.

Das Getriebe 1200 besitzt weiterhin eine Fliehkraftkupplung 1236 mit Fliehkraftelementen 1237, welche radial nach innen über wenigstens einen Energiespeicher 1238 gedrängt werden. Über die Fliehkraftkupplung 1236 kann das Getriebe 1200 zusätzlich in Abhängigkeit der Drehzahl der Riemenscheibe 1222 beziehungsweise der Antriebsdrehzahl der Brennkraftmaschine in dem in Figur 13 gezeigten Schaltzustand blockiert werden.

15

Das in den Figuren 12 und 13 dargestellte Getriebe 1200 hat eine ähnliche Wirkungsweise und Funktion wie das Getriebe 409 gemäß Figur 5, wobei jedoch die Ausgestaltung gemäß Figur 12 und 13 keinen Dämpfer beziehungsweise Tilger aufweist. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch zweckmäßig sein, auch bei dieser Ausführungsform einen Dämpfer und/oder einen Tilger vorzusehen. Besonders zweckmäßig kann es jedoch

20

sein, wenn in Verbindung mit einer elektrischen Starter – Generatormaschine, die ein Getriebe 1200 trägt beziehungsweise aufweist, der Dämpfer und gegebenenfalls der noch zusätzlich vorhandene Tilger an der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine angeordnet wird bzw. werden, welche das Getriebe 1200

5 antreibt. Der Dämpfer beziehungsweise der Tilger kann dabei, wie an sich bekannt, in die brennkraftmaschinenseitig vorgesehene Riemenscheibe integriert sein.

Durch Einsatz der Getriebekonstruktionen gemäß den Figuren 10 bis 13

10 können auch Brennkraftmaschinen mit höherem Startmoment angelassen werden. Durch entsprechende Auslegung des Getriebes können größere Übersetzungen im Riementrieb gewährleistet werden, und zwar im Sinne einer Demultiplikation der Drehzahl der elektrischen Maschine, so daß das zum

Anlassen der Brennkraftmaschine erforderliche Drehmoment und auch die

15 hierfür erforderliche Drehzahl bereitgestellt werden kann. Für den Generatorbetrieb ist eine Übersetzung und zwar im Sinne einer Demultiplikation der auf die Welle der elektrischen Maschine übertragenen Drehzahl erforderlich. Auch diese niedrigere Drehzahl für den Rotor der elektrischen Maschine kann durch die erfindungsgemäßen Ausgestaltungen

20 und Anordnungen eines Getriebes an der elektrischen Starter-Generatormaschine erzielt werden. Die Anordnung des Getriebes an der

Starter-Generatormaschine hat weiterhin den Vorteil, daß dadurch dieses Getriebe wesentlich kleiner dimensioniert werden kann.

In Figur 14 ist eine weitere Anordnungsmöglichkeit einer elektrischen Starter-

- 5 Generatormaschine 1308 innerhalb eines Antriebsstranges 1301 gezeigt. Der Antriebsstrang 1301 besitzt eine Antriebseinheit 1302, beispielsweise einen Verbrennungsmotor, dessen Abtriebswelle 1303 über eine Kupplung 1304 mit einer Schwungmasse 1310 koppelbar ist. Die verdrehbar gelagerte Schwungmasse 1310 ist über eine zweite Kupplung 1304a mit der
- 10 Eingangswelle 1305 einer Abtriebseinheit 1306, beispielsweise einem Getriebe, verbindbar. Bezüglich der möglichen Ausgestaltung eines derartigen Schwungrades 1310 und der Kupplungen 1304 und 1304a wird beispielsweise auf die DE-OS 29 17 138, die DE-OS 29 31 513 und die DE-OS 27 48 697 verwiesen. Die elektrische Maschine 1308 ist über einen Riemen- oder
- 15 Kettenantrieb oder gegebenenfalls auch über eine Zahnradverbindung mit dem Schwungrad 1310 antriebsmäßig verbunden. In vorteilhafter Weise kann mit der elektrischen Maschine 1308 ein Übersetzungsgetriebe 1309 verbunden sein, wobei dieses Getriebe 1309 vorzugsweise coaxial mit der Welle des Rotors der elektrischen Maschine 1308 angeordnet ist. Das Getriebe 1309
- 20 kann entsprechend einem der bereits beschriebenen Getriebe ausgebildet sein, insbesondere eine Ausgestaltung gemäß den Figuren 2,3,10,11,12 und 13 aufweisen.

Die Figur 15 zeigt ein dem Antriebsstrang 1“ der Figur 1c ähnliches Ausgestaltungsbeispiel eines Antriebsstrangs 1401, bei dem das Geschwindigkeitswechselgetriebe 1406 als Umschlingungsmittelgetriebe mit  
5 kontinuierlich einstellbarer Übersetzung (CVT) ausgestaltet ist. Die Übersetzungsänderung des Getriebes 1406 erfolgt – in an sich bekannter Weise – mittels zweier auf der Getriebeeingangswelle 1454 und auf der Getriebeabtriebswelle 1453 angeordneter Kegelscheibenpaare 1450, 1451 mit  
10 jeweils zwei Kegelscheiben 1450a, 1450b, 1451a, 1451b, wobei axial zwischen den Kegelscheiben 1450a, 1450b und 1451a, 1451b das Umschlingungsmittel 1452 reibschlüssig aufgenommen und die Kegelscheiben der Kegelscheibenpaare axial gegeneinander mittels entsprechend  
ausgestalteter hydraulischer, mechanischer und/oder elektrischer Verlagerungsmittel verlagerbar sind und dadurch über einen sich hierdurch  
15 einstellenden Laufdurchmesser des Umschlingungsmittels die gewünschte Übersetzung zwischen der Brennkraftmaschine 1402 und der Abtriebswelle 1453 des Getriebes 1406 eingestellt werden kann.

Im Kraftfluß zwischen der Brennkraftmaschine 1402 und dem Getriebe 1406 ist  
20 die elektrische Maschine 1408 koaxial um die Getriebeeingangswelle 1454 angeordnet, wobei diese bis auf fertigungsbedingte Abweichungen die axiale

Verlängerung der Kurbelwelle 1402a der Brennkraftmaschine 1402 darstellt und zwischen beiden Wellen 1402a, 1454 eine Anfahrkupplung 1404 vorgesehen ist. Zweckmäßigerweise ist die Anfahrkupplung 1404 im Kraftfluß zwischen der elektrischen Maschine 1408 und dem Getriebe 1406 angeordnet, wobei diese außerhalb des Getriebes 1406 in der Kupplungsglocke als Trockenkupplung angeordnet sein kann oder bei Unterbringung im Getriebegehäuse auch als Naßkupplung ausgeführt sein kann. Die Kupplung 1404 kann zur Dämpfung von Torsionsschwingungen mit einem – hier nicht dargestellten - Torsionsschwingungsdämpfer ausgestattet sein oder als Teil eines geteilten Schwungrads ausgebildet sein, wobei der Rotor 1408a der Elektromaschine 1408 als primäres Schwungmassenteil und die Kupplung 1404 als sekundäres Schwungmasseteil ausgebildet sein kann, wobei bei Relativverdrehung der beiden Teile 1408a, 1404 entgegen der Verdrehrichtung – wie an sich bekannt - eine Dämpfungseinrichtung wirksam ist.

Sofern notwendig ist im Kraftfluß zwischen dem Rotor 1408a und der Kurbelwelle 1402a ein Getriebe 1409 radial innerhalb des Rotoraußenumfangs angeordnet, das in Abhängigkeit von den Betriebszuständen der Antriebseinrichtung 1401 die geeignete Übersetzung selbsttätig einstellt.

Die Betriebszustände sind zumindest der Startvorgang der Brennkraftmaschine 1402, bei dem die Kupplung 1404 vorzugsweise geöffnet – bei geschlossener Kupplung 1404 und rollendem Fahrzeug kann eine aus Energieersparnisgründen still gelegte Brennkraftmaschine 1402 durch

5 kontrolliertes Schließen der Kupplung 1404 mit oder ohne Unterstützung der Elektromaschine 1408 gestartet werden - und das Getriebe 1409 die Drehzahl der elektrischen Maschine 1408 ins Langsame übersetzt ist, und der Generatorbetrieb, bei dem die Drehzahl der elektrischen Maschine 1408 nicht oder ins Schnelle übersetzt ist. Weiterhin ist eine Betriebsweise, bei der beide

10 Motoren – Brennkraftmaschine 1402 und Elektromaschine 1408 – das Fahrzeug antreiben, sowie ein Impulsstart und/oder Rekuperation möglich, die letztgenannten allerdings nur, wenn die Brennkraftmaschine 1402 über elektrisch, beispielsweise piezoelektrisch, gezielt ansteuerbare Brennraumventile 1402b verfügt, die gezielt und unabhängig von deren

15 Arbeitstakten ansteuerbar sind, so daß das mit der Kompressionsarbeit der Brennkraftmaschine verbundene Schleppmoment zumindest teilweise aufgehoben werden kann. Beim Impulsstart wird zuerst bei geöffneten Ventilen 1402b die Brennkraftmaschine durch die Elektromaschine 1408 beschleunigt, dann werden die Ventile 1402b geschlossen. und durchgeführt.

20 Bei der Rekuperation wird die elektrische Maschine 1408 zur Verzögerung des Fahrzeugs genutzt, wobei das Verzögerungsmoment durch die Erzeugung von elektrischer Energie, die in einen nicht gezeigten elektrischen Speicher



geleitet wird, gebildet wird. Die Ventile 1402b der Brennkraftmaschine werden dabei gezielt zur Verringerung des Schleppmoments der Brennkraftmaschine geöffnet, so daß gegebenenfalls durch ein Schließen der Ventile, insbesondere bei ausgelasteter Elektromaschine 1408 das Fahrzeug  
5 zusätzlich abgebremst werden kann. Es versteht sich, daß diese Steuerungs- und Regelungsvorgänge von einer – nicht gezeigten – Rechneinheit übernommen werden können und daß weiterhin die Treibstoffzufuhr in diesen Betriebszuständen zur Verringerung des Treibstoffverbrauchs entsprechend geregelt werden, indem beispielsweise einzelne Zylinder, deren Kompression  
10 durch Öffnen der Ventile 1402b auch im Arbeitstakt geöffnet sind und die daher keine Expansionsarbeit leisten, auch nicht mit Treibstoff versorgt werden.

Die Figuren 16 und 17 zeigen dem Ausführungsbeispiel 1401 in Figur 15  
15 ähnliche Ausführungsbeispiele von Antriebsstränge 1501, 1601, die im Unterschied zu dem Antriebsstrang 1401 eine anders ausgestaltete Anordnung der Kupplung 1504, 1604 und eine zusätzliche Kupplung 1504a, 1604a im Kraftfluß zwischen der Elektromaschine 1508, 1608 und den Antriebsrädern 1560, 1660 aufweist, wobei die Elektromaschine 1508 des  
20 Antriebsstrangs 1501 konzentrisch um die Getriebeeingangswelle 1554 und die Elektromaschine 1608 parallel zu der Getriebeeingangswelle 1654 und mit

dieser mittels einer Wirkverbindung 1607 kraftschlüssig verbunden angeordnet ist.

Die Kupplung 1504, 1604 ist im Kraftfluß zwischen der Antriebseinheit 1502, 1602 und der Elektromaschine 1508, 1608 angeordnet, so daß eine Isolierung der Brennkraftmaschine 1502, 1602 vom übrigen Antriebsstrang möglich ist und damit unabhängig vom Schleppmoment der Brennkraftmaschine 1502, 1602 rekuperiert werden kann. Weiterhin ist bei geschlossener Kupplung 1504, 1604 und geöffneter Kupplung 1504a, 1604a ein Direktstart sowie bei geöffneter Kupplung und geöffneter Kupplung 1504a, 1604a ein Impulsstart möglich, wobei nach dem Beschleunigen der Elektromaschine 1508, 1608, beziehungsweise deren am Rotor 1508a, 1608a vorgesehene Masse die Kupplung geschlossen und die Brennkraftmaschine 1502, 1602 gestartet wird. Um die Drehzahl der Brennkraftmaschine 1502, 1602, insbesondere im Leerlauf bei geöffneter Kupplung 1504, 1604 zu stabilisieren, kann es vorteilhaft sein, auf der Kurbelwelle 1502a, 1602a eine zusätzliche Schwungmasse 1502c, 1602c vorzusehen, wobei in einigen Anwendungsfällen eine Stilllegung der Antriebseinheit 1502, 1602 bei Öffnen der Kupplung 1504, 1604 vorteilhaft sein kann, wobei die Antriebseinheit beim Schließen der Kupplung 1504, 1604 automatisch wieder gestartet werden kann. Die Schwungmasse des Rotors 1508a, 1608a kann während des Rekuperationsvorgangs zusätzlich als mechanischer Energiespeicher dienen.

Dies hat bei Verwendung eines kontinuierlich verstellbaren Getriebes 1406, 1506, 1606 der Figuren 15 – 17 den Vorteil, daß während der Rekuperation vom Getriebe eine Übersetzung von den Rädern 1560, 1660 zum Rotor 1508a, 1608a ins Schnelle (Underdrive) eingestellt werden kann, so daß eine hohe  
5 Verzögerung mit einer schnellen Beschleunigung des Rotors bewirkt werden kann, so daß dieser neben oder alternativ zur Erzeugung von elektrischer Energie auch mechanische in Form von Rotationsenergie speichern kann. Bei einer nachfolgenden Beschleunigung des Fahrzeugs kann diese Energie mittels der entsprechenden Einstellung der Übersetzung des Getriebes 1406,  
10 1506, 1606 an die Räder abgegeben werden. Die mechanische Rekuperation ist durch Wegfall von Konversionsverlusten energetisch günstiger.

Es versteht sich, daß die Kupplung 1504a, 1604b auch im Kraftfluß zwischen der Elektromaschine 1508 und dem Getriebe 1506, 1606 angeordnet werden  
15 kann. Die Kupplungen 1504, 1604, 1504a, 1604a können als Trocken- oder Naßausführung ausgebildet sein und in das Getriebegehäuse oder in die Kupplungsglocke des Getriebes 1506, 1606 integriert sein. Weiterhin kann das in den Figuren 15 – 17 als CVT dargestellte Getriebe 1406, 1506, 1606 auch durch ein beliebig anderes Getriebe wie beispielsweise ein automatisches  
20 Stufengetriebe, ein Handschaltgetriebe oder dergleichen ersetzt werden.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmale zu beanspruchen.

5

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbsttätigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

10

Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbsttätige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

15

Die Erfindung ist auch nicht auf die Ausführungsbeispiele der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen

20

und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfinderisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen  
und Kupplungsbau  
Industriestr. 3  
77815 Bühl

0734 B

5

### Zusammenfassung

- 10 Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang, insbesondere für Kraftfahrzeuge, umfassend eine Antriebseinheit mit einer Antriebswelle, eine Abtriebseinheit sowie eine in Wirkverbindung mit diesen stehende elektrische Maschine.

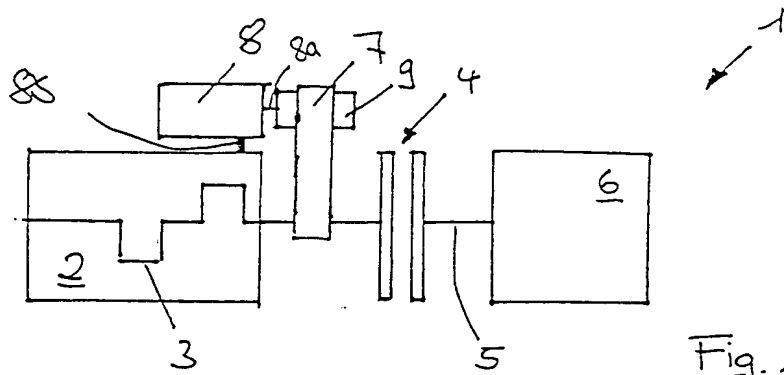


Fig. 1a

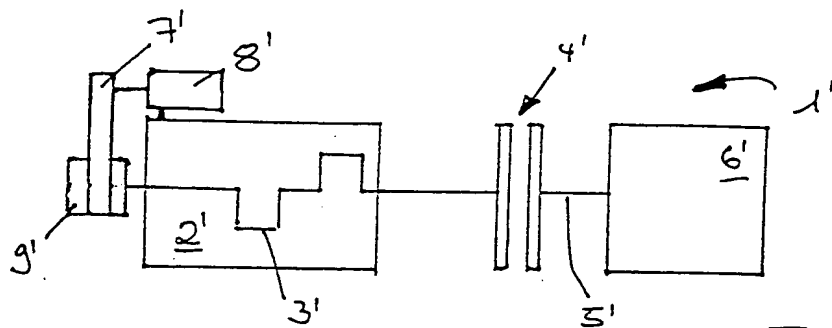


Fig. 1b

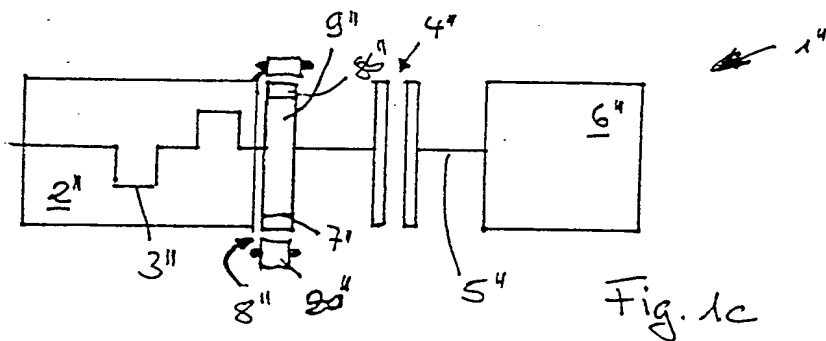


Fig. 1c

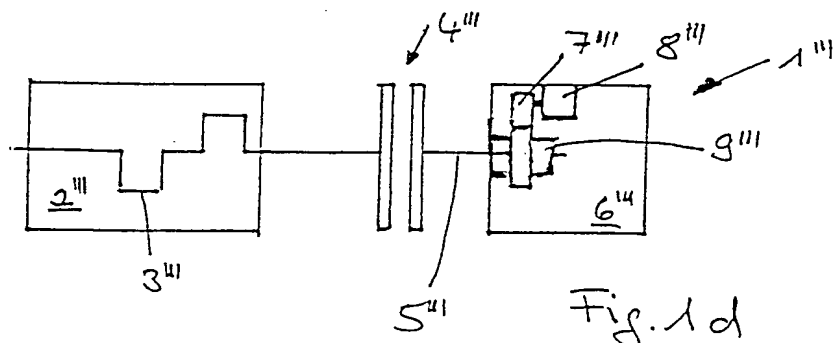
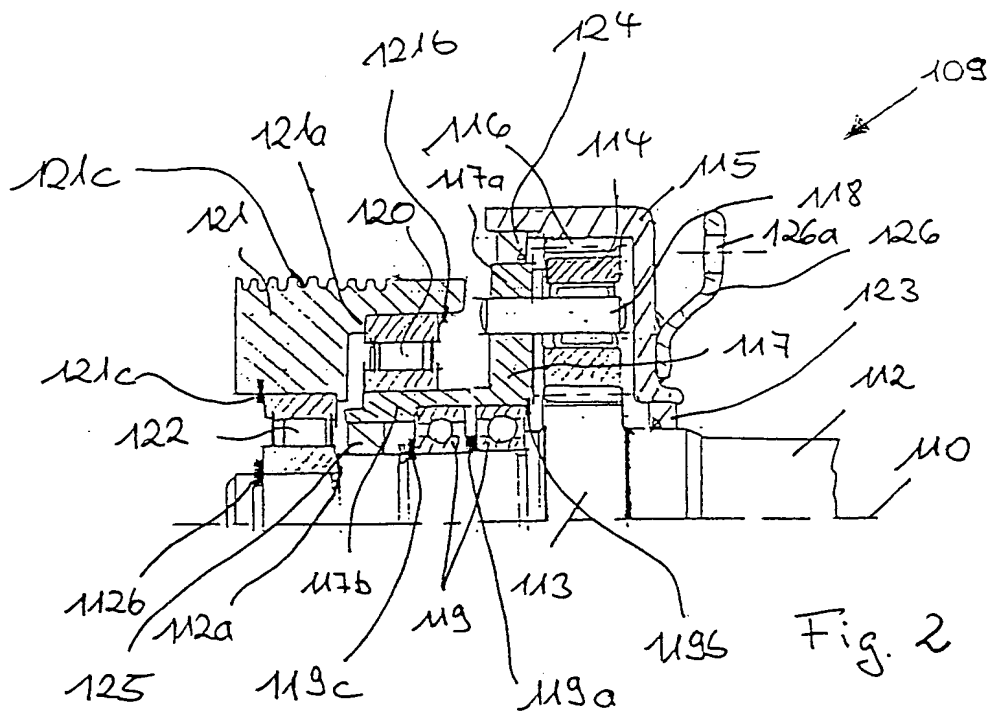


Fig. 1d







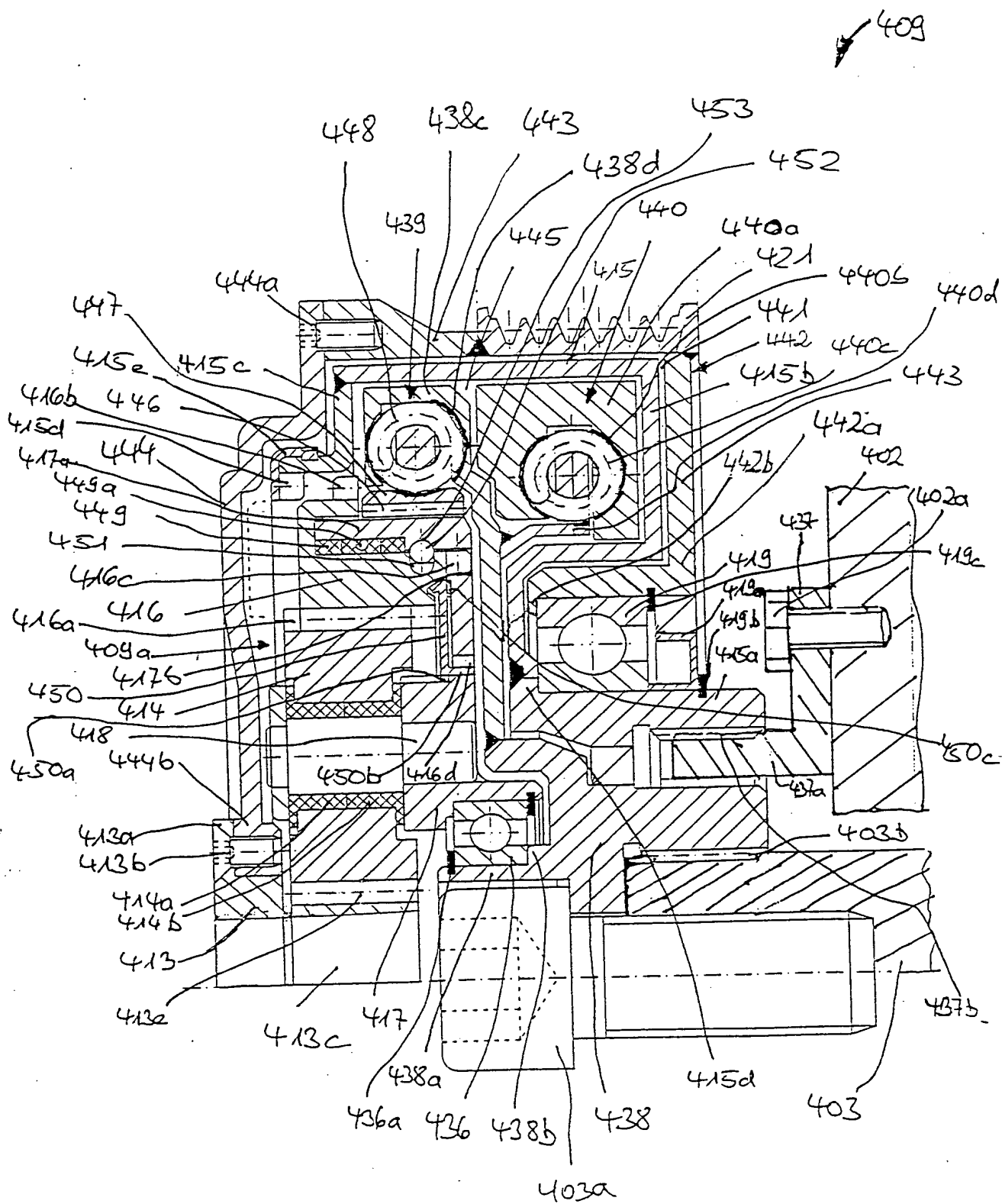


Fig. 5

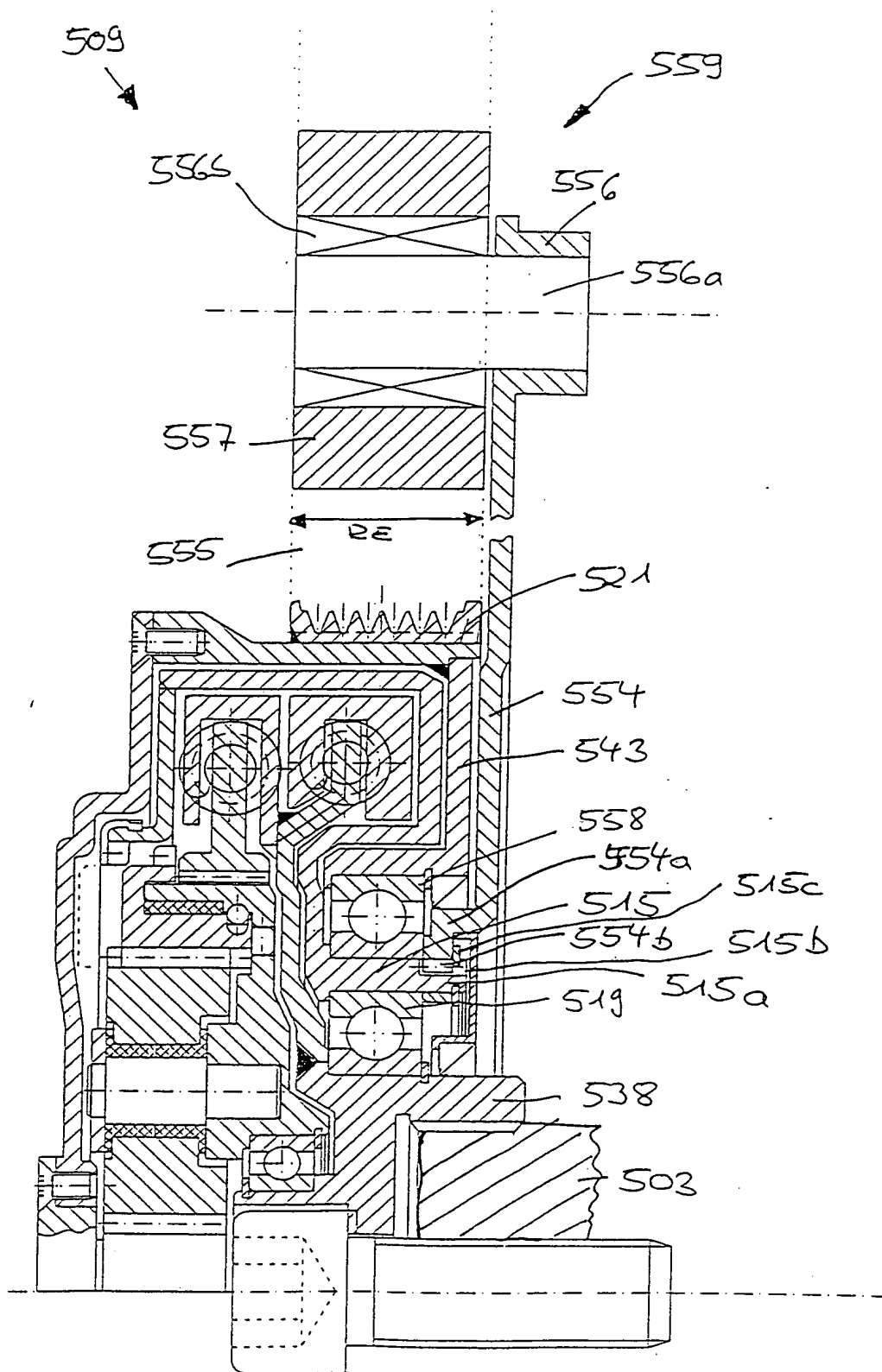


Fig. 6

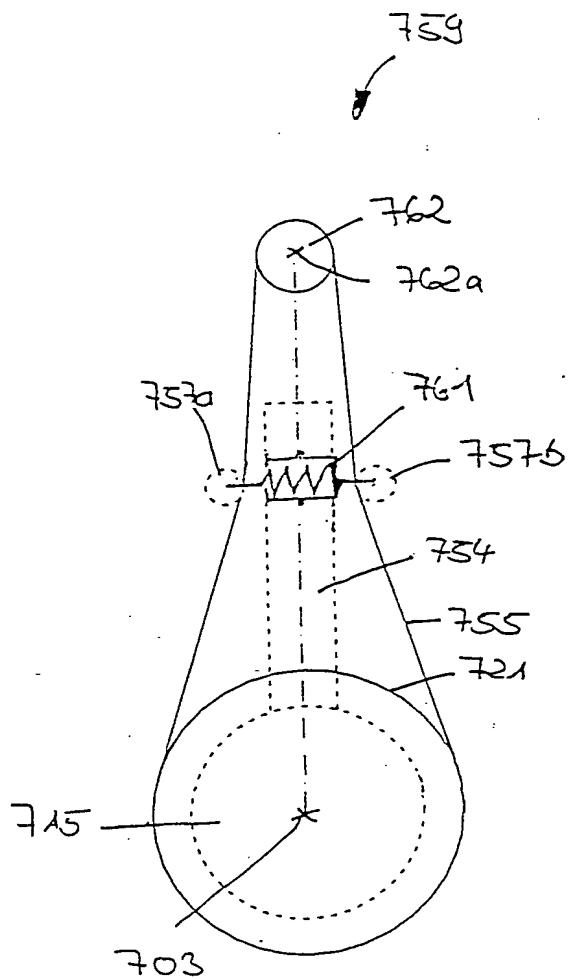


Fig. 7

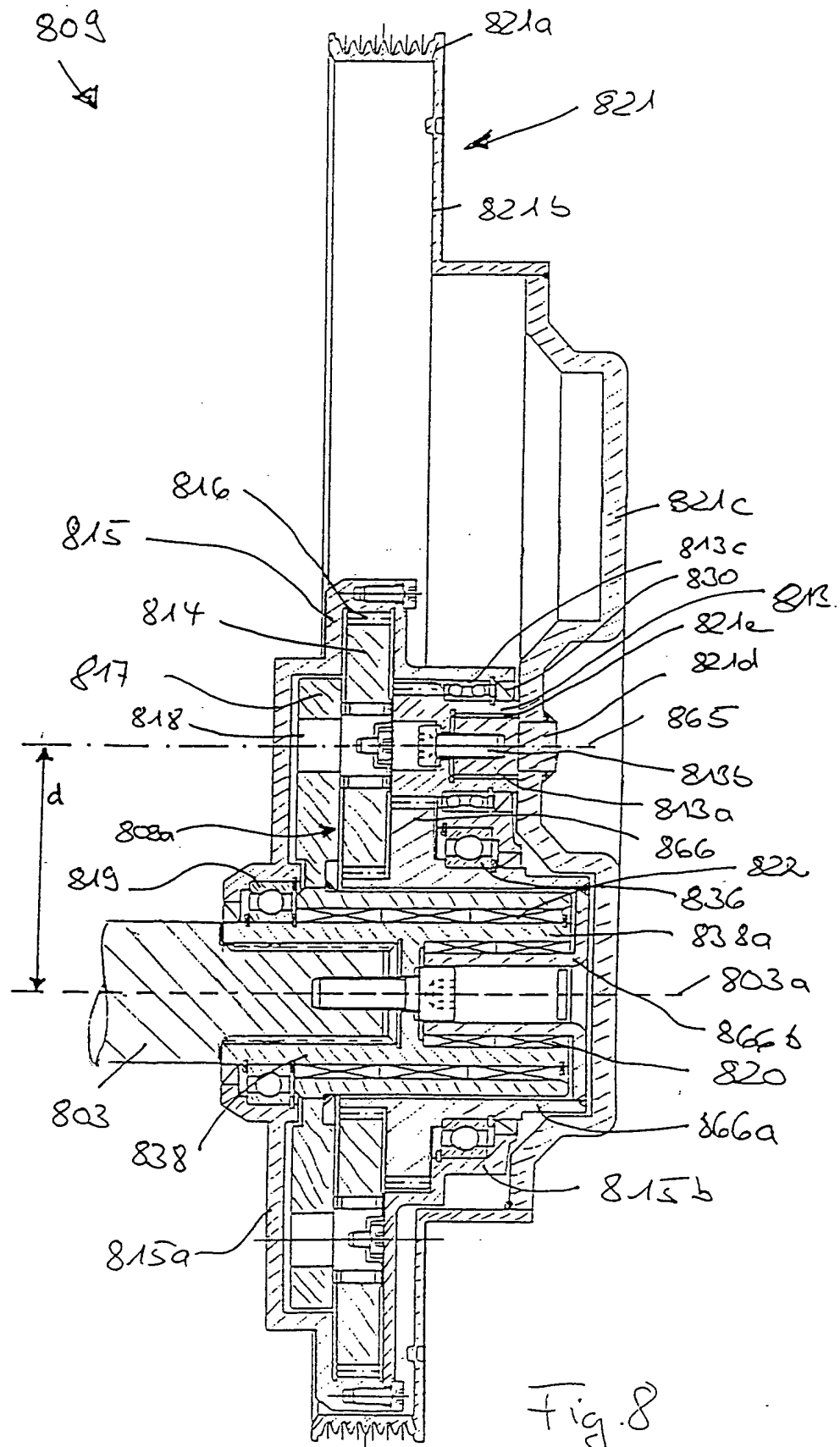
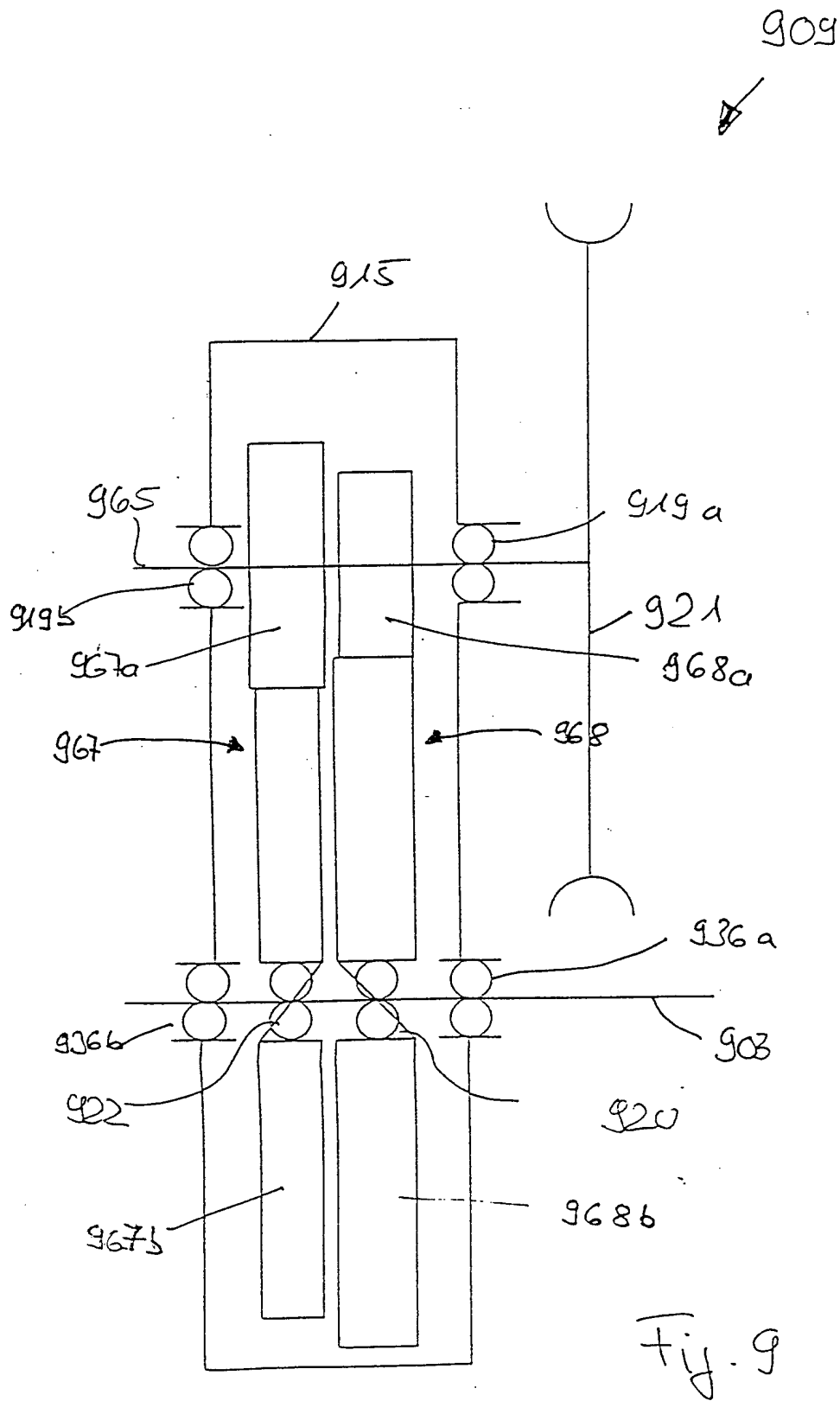


Fig. 8





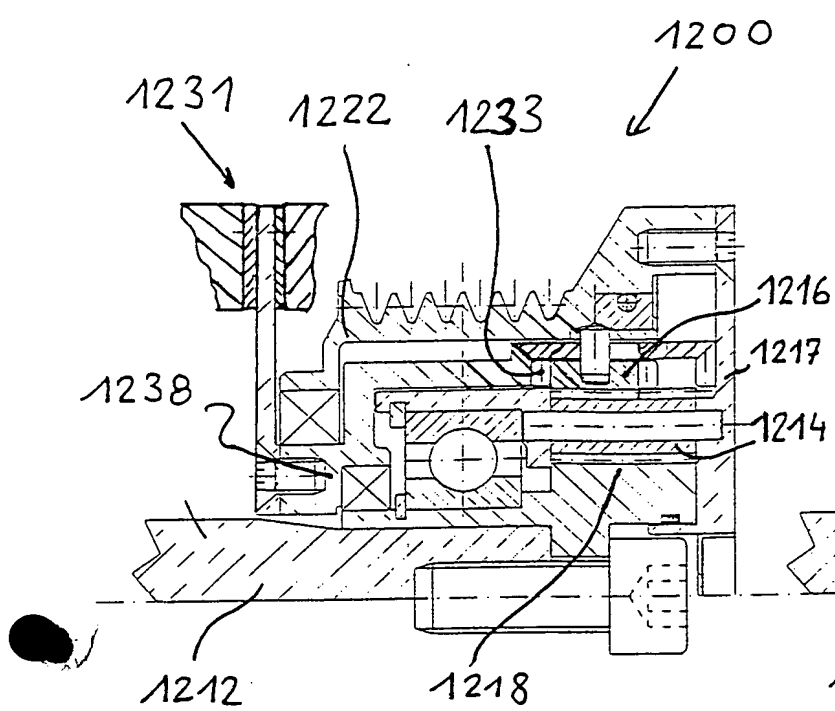


Fig. 12

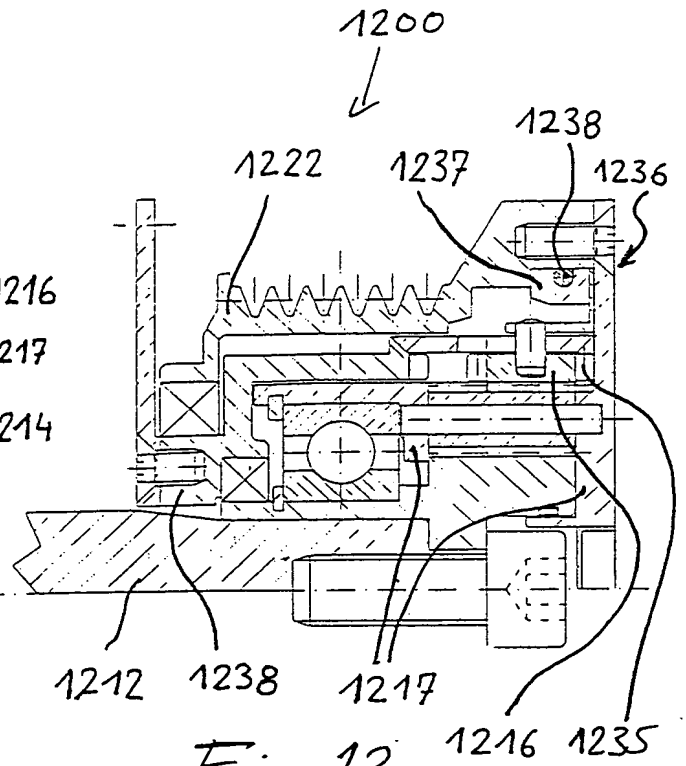


Fig. 13

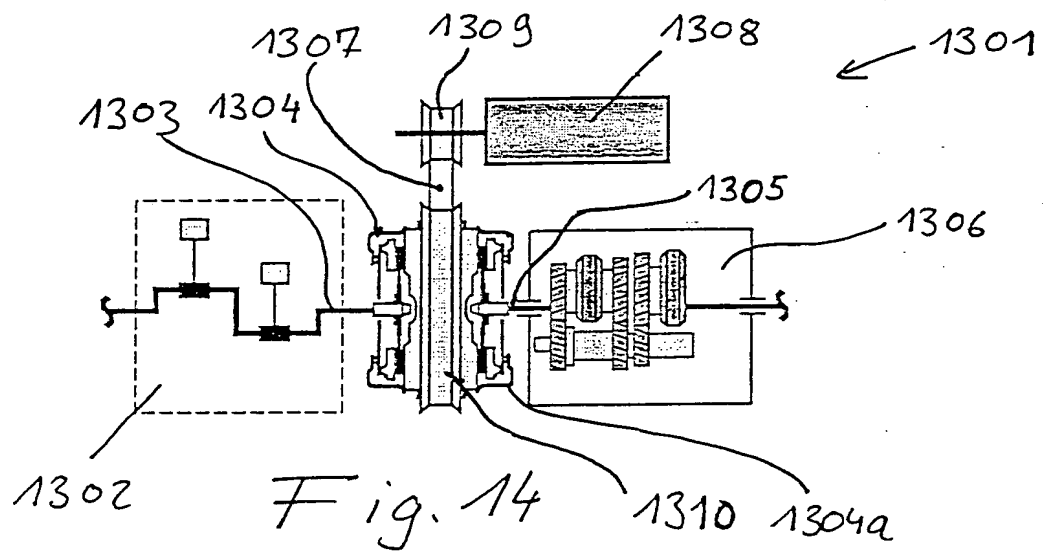


Fig. 14



Fig. 10

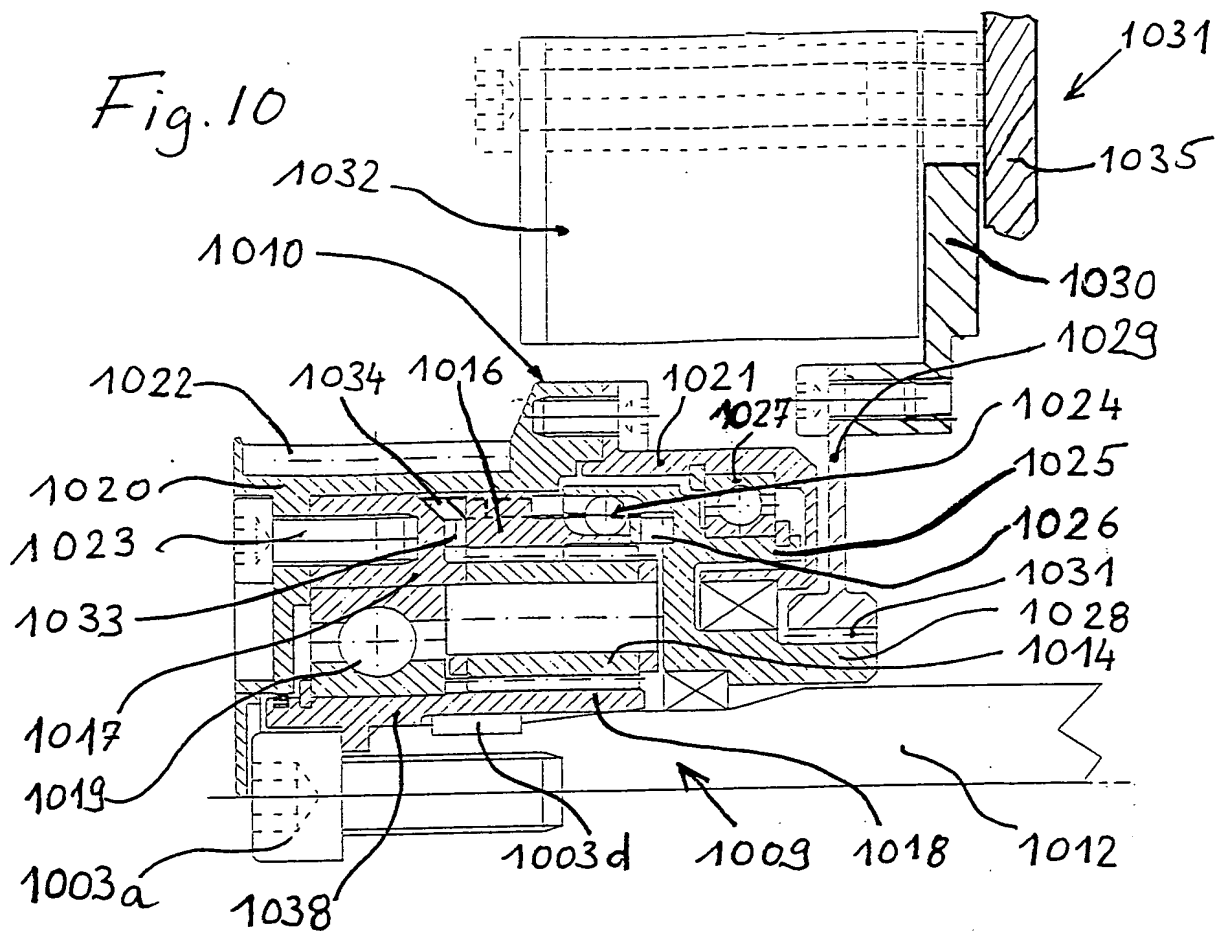
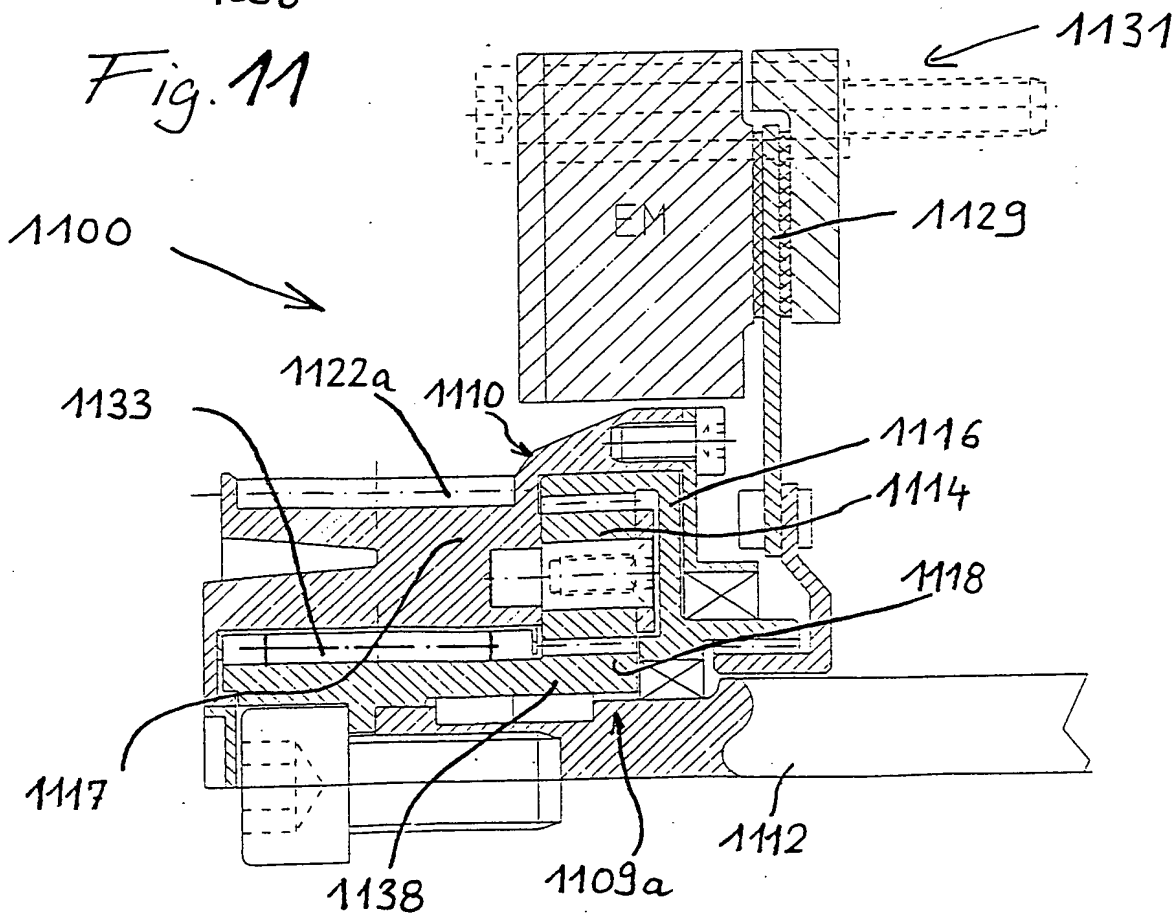


Fig. 11



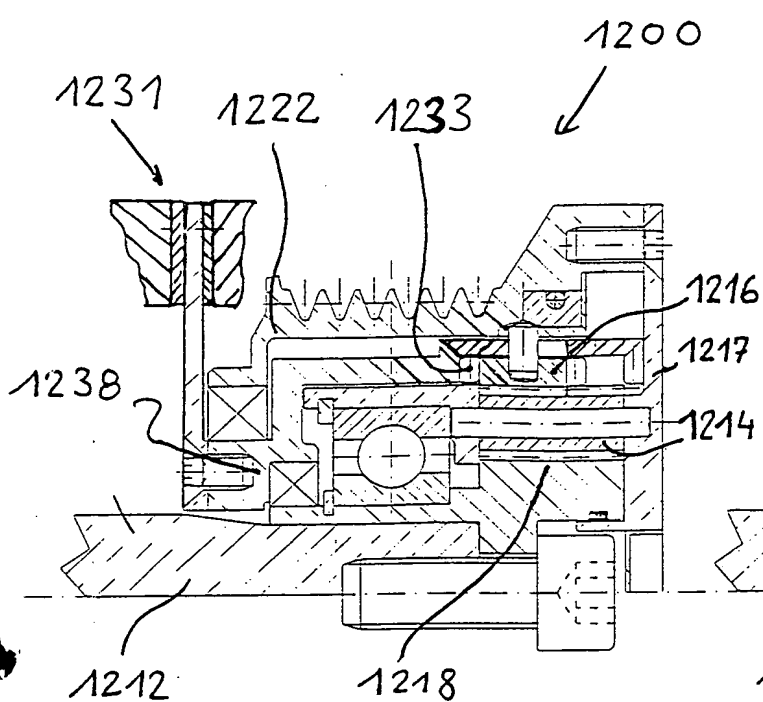


Fig. 12

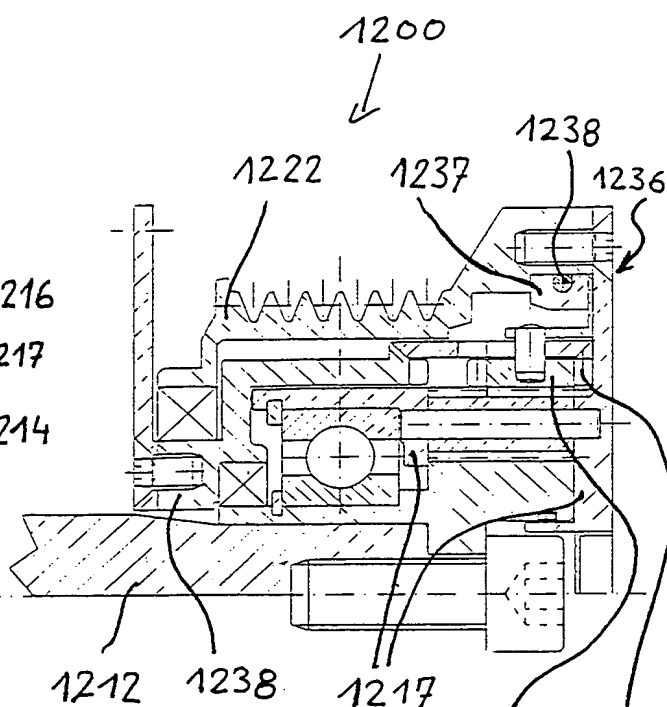


Fig. 13

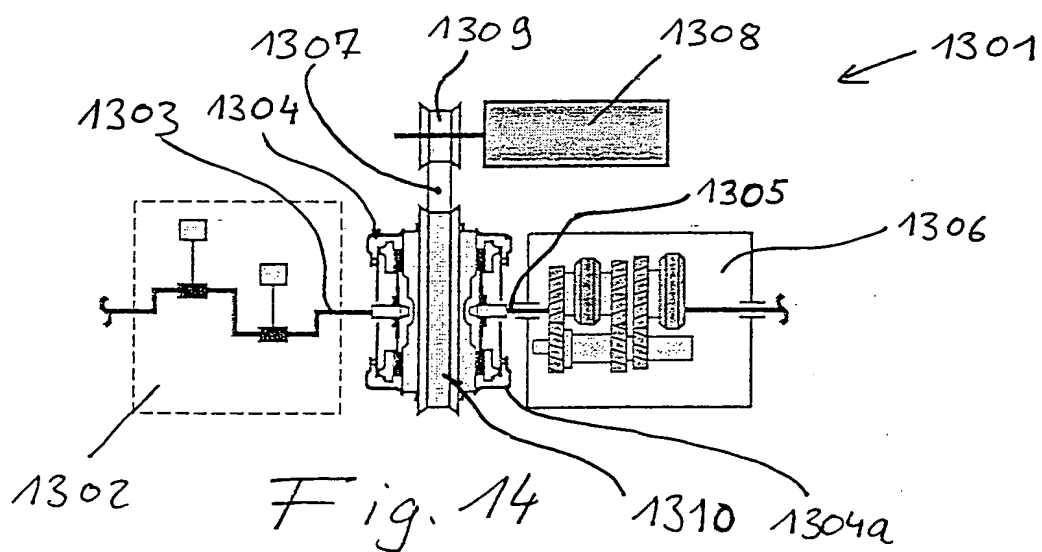


Fig. 14

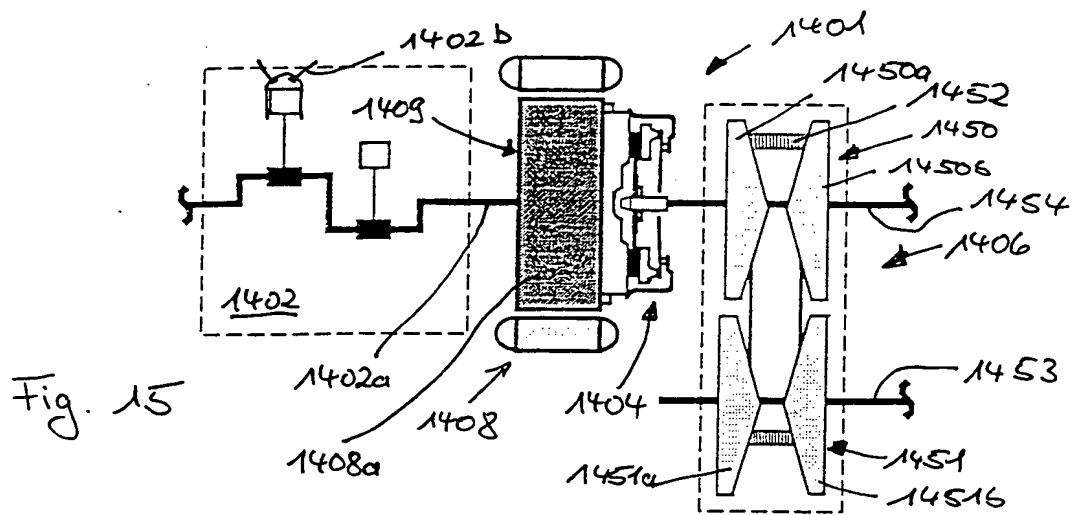


Fig. 15

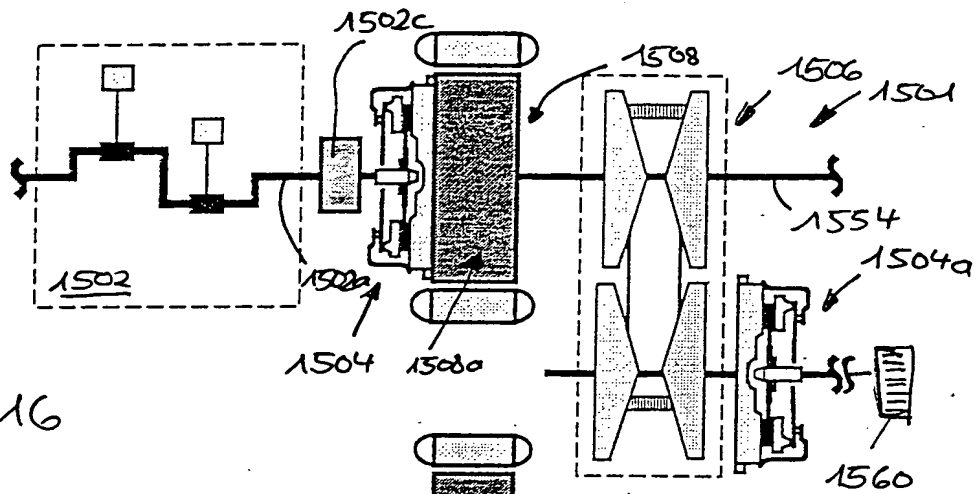


Fig. 16

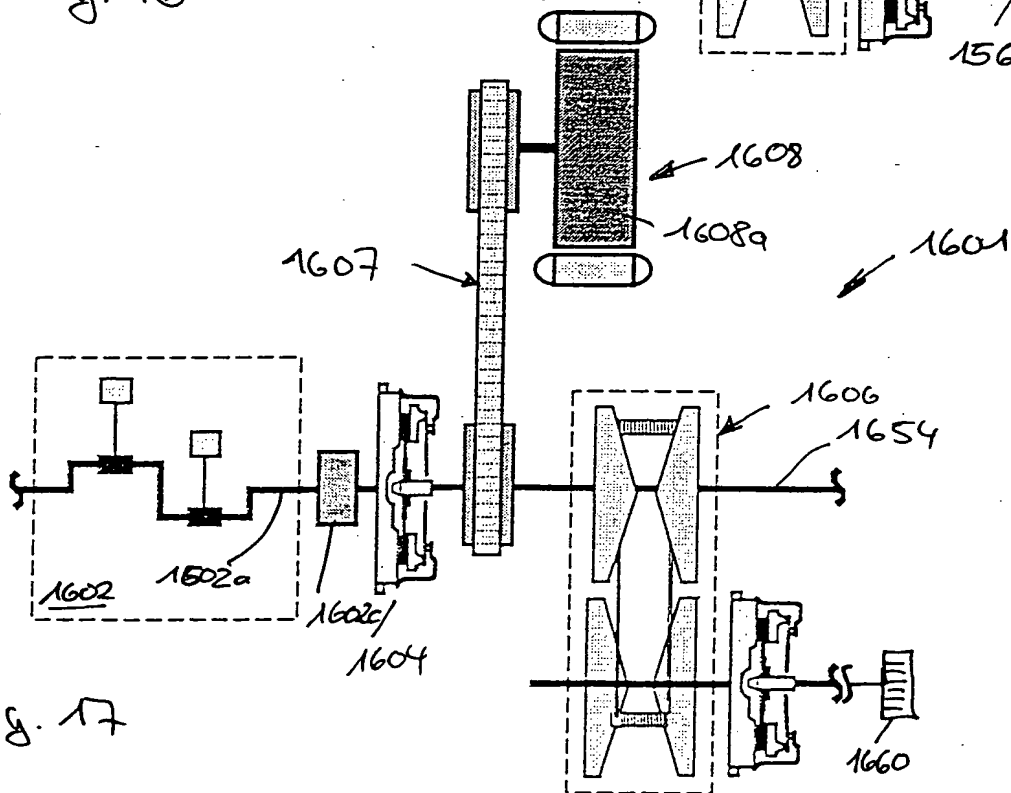


Fig. 17

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☒ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☒ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**